I.T. CHVETZ

THERMIQUE GÉNÉRALE

I.T. CHVETZ
M.A. KONDAK
N.F. KIRAKOVSKI
I.A. NEDOUJI
D.S. CHEVTSOV
I.M. CHELOUDKO

THERMIQUE GÉNÉRALE

AVANT-PROPOS

L'étude des fondements de l'énergétique physique et, avant tout, de la théorie des principes et de la construction de l'équipement des installations thermiques a toujours été exigée pour la préparation de cadres d'ingénieurs de diverses branches de l'industrie.

Le présent cours de thermique générale est destiné aux étudiants des établissements d'enseignement technique supérieur ne formant pas des spécialistes de la production de l'énergie.

Le livre comporte un exposé succinct des problèmes de thermodynamique technique et de transmission de la chaleur. Il examine également les phénomènes de combustion et de gazéification du combustible, étudie les fondements des principes et de la construction des chaudières et moteurs thermiques: machines à vapeur et à combustion interne, turbines à vapeur et à gaz.

Le livre contient également une description détaillée des centrales thermiques et atomiques.

Le système d'unités employé est dans la majorité des cas le système international des unités SI. Toutefois vu que dans certains pays francophones ce système n'a pas encore reçu un développement adéquat, les auteurs ont jugé opportun de conserver dans une partie du texte, certains exemples numériques et figures les unités encore largement utilisées par les ingénieurs dans leurs travaux pratiques (atmosphère, bar, calorie).

LES AUTEURS

Première partie

THERMODYNAMIQUE TECHNIQUE

Chapitre premier

NOTIONS FONDAMENTALES

§ 1. Variables d'état d'un gaz et relations entre ces variables. Equation d'état

La thermodynamique technique étudie les conditions les plus avantageuses de transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique et vice versa dans des machines thermiques, des installations motrices thermiques et des installations frigorifiques. La thermodynamique est donc la base théorique de la thermique appliquée, c'est-à-dire des applications techniques de la chaleur.

La thermodynamique repose sur deux principes expérimentaux que l'on appelle le premier et le deuxième principe de la thermodynamique.

La transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique se fait dans des moteurs thermiques à l'aide d'un fluide moteur, dont le volume peut varier. Les fluides moteurs sont en général des gaz et des vapeurs. La thermodynamique technique doit donc étudier les propriétés des substances gazeuses.

Dans les gaz, l'influence des interactions moléculaires et des dimensions des molécules elles-mêmes varie avec l'état dans lequel se trouve le gaz considéré. Un gaz déterminé peut être considéré comme un gaz *idéal* *, ou parfait, dans certaines conditions (par exemple à faible pression ou à haute température), tandis qu'il faut le considérer comme un gaz *réel* dans d'autres conditions (sous une forte pression ou bien à basse température). Il faut observer ici que l'on appelle gaz parfait un gaz dans lequel on peut négliger les interactions entre molécules et le volume même des molécules. Les gaz réels diffèrent donc des gaz parfaits par les interactions entre les molécules.

---

* Un gaz est dit idéal, si l'on peut négliger le volume de ses molécules et l'effet des forces d'interaction moléculaire.

On appelle *variables* (*paramètres*) *d'état* les grandeurs physiques qui déterminent l'état d'un gaz. Les variables d'état les plus simples, qui sont accessibles à la mesure directe, sont la pression, la température et le volume spécifique.

La *pression absolue* d'un gaz est le résultat des chocs des molécules extrêmement nombreuses qui constituent le gaz contre la paroi de l'enceinte. La force agissant sur l'unité de surface de l'enceinte est appelée pression p (ou *pression spécifique*).

La thermodynamique utilise ainsi le système international SI. Dans ce système l'unité de pression est le « pascal » (Pa). Comme une pression de 1 pascal est très petite, on adopte comme unité pratique de pression la valeur précédente multipliée par 10^5, que l'on appelle le « bar ».

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ pascals.}$$

On utilise quelquefois « l'atmosphère normale », qui a pour valeur 1,013 bar pour mesurer les pressions. Cette unité (*ata*) correspond aux conditions normales, c'est-à-dire à l'état d'un gaz sous une pression de 760 mm Hg à la température de 0 °C.

On peut mesurer une pression par la hauteur d'une colonne liquide (eau, mercure, etc.) :

$$p = \gamma g h,$$

avec γ masse volumique du liquide, en kg/m^3 ;
g accélération de la pesanteur, en m/s^2 ;
h hauteur, en m.

On a les relations suivantes :

$$1 \text{ ata} = 760 \text{ mm Hg} = 1{,}033 \cdot 10^5 \text{ mm eau} = 1{,}013 \text{ bar.}$$

On distingue la *pression absolue*, la *surpression* ou *pression effective* et la *dépression* ou *vide*.

Dans le tube en U de la fig. 1, le liquide qui se trouve dans l'une des branches supporte la pression absolue du gaz qui est dans l'enceinte voisine, p_{abs}, tandis que le liquide qui se trouve dans l'autre branche supporte la pression atmosphérique, p_{bar}.

La différence existant entre la pression absolue du gaz p_{abs} et la pression extérieure ou pression atmosphérique p_{bar} est appelée *surpression* ou *pression effective* p_{eff}. On a donc :

$$p_{abs} = p_{eff} + p_{bar}. \tag{1-1}$$

La pression extérieure se mesure à l'aide du baromètre et est appelée pression *barométrique*.

La pression effective se mesure à l'aide du manomètre, et c'est pourquoi on l'appelle souvent pression *manométrique* (p_m ou h).

Dans certains cas, la pression intérieure à l'enceinte peut être inférieure à la pression atmosphérique (fig. 2).

Dans ce cas, la différence entre la pression barométrique et la pression du gaz (pression absolue) est appelée *dépression* ou *vide* (p_v).

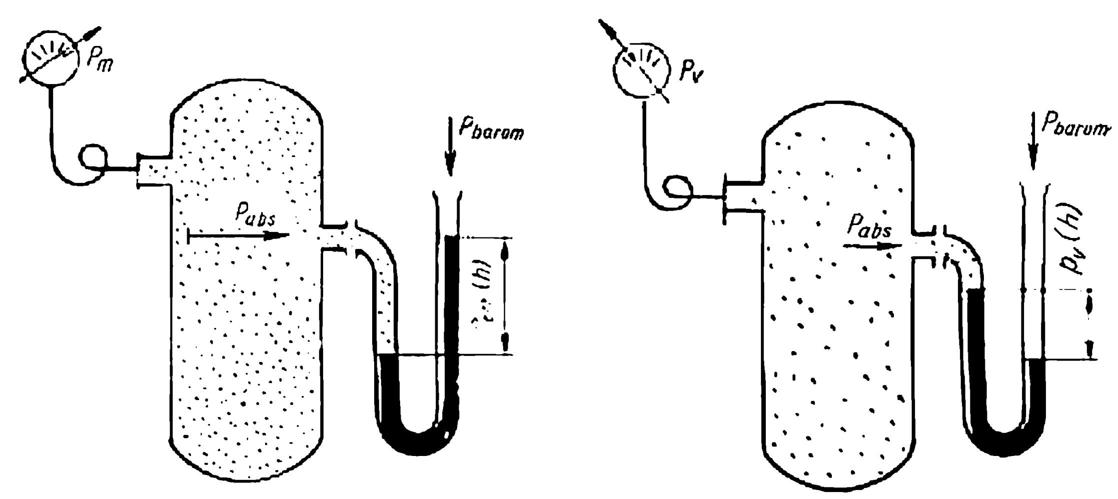


Fig. 1. Mesure de la pression d'un gaz dans un récipient

Fig. 2. Mesure du vide (ou dépression) dans un récipient

On mesure la dépression à l'aide d'un manomètre à vide. On a évidemment:

$$p_v = p_{bar} - p_{abs}$$

ou encore

$$p_{abs} = p_{bar} - p_v.$$

Les formules de la thermodynamique utilisent toujours la pression absolue, mesurée en bars. C'est seulement sous cette forme que la pression est une variable d'état.

La *température* est une grandeur qui mesure le degré d'échauffement d'un corps. Elle détermine le sens de transmission de la chaleur. D'après la théorie cinétique des gaz, la température est proportionnelle à l'énergie cinétique moyenne des molécules:

$$\frac{mw^2}{2} = BT.$$

Dans cette relation, T est appelé la température absolue.

On voit que la température absolue est nulle si la vitesse des molécules w est elle-même nulle, ce qui est impossible. C'est M. Lomonossov qui a démontré le premier l'impossibilité d'atteindre le zéro absolu.

Pour mesurer pratiquement les températures, on utilise la propriété que possèdent les corps de modifier leur état quand leur degré

d'échauffement varie. La température mesurée de cette façon est appelée température empirique, et on la représente par t.

L'échelle la plus rationnelle des températures, c'est-à-dire celle qui ne dépend pas des propriétés fortuites de tel ou tel corps, est l'échelle appelée absolue ou thermodynamique, proposée en 1848 par Lord Kelvin. La température mesurée suivant cette échelle est représentée par T °K.

La réalisation pratique de l'échelle absolue est l'échelle centigrade internationale, dans laquelle la température de fusion de la glace et la température d'ébullition de l'eau chimiquement pure sous la pression atmosphérique normale représentent respectivement 0° et 100°. Les températures mesurées suivant cette échelle sont représentées par t °C.

La température absolue et la température centigrade sont liées par la relation suivante:

$$T\,°\mathrm{K} = t\,°\mathrm{C} + 273{,}16 \approx t\,°\mathrm{C} + 273.$$

Le zéro absolu correspond en effet à une température centigrade de −273,16 °C.

Le *volume massique* est le volume de l'unité de masse d'une matière déterminée:

$$v = \frac{V}{G}\ \mathrm{m^3/kg}.$$

L'inverse de la grandeur précédente, c'est-à-dire $\frac{1}{v} = \frac{G}{V} = \gamma$ kg/m³ est appelé la masse spécifique.

En dehors des variables que nous venons d'examiner, p, v et T, il existe encore d'autres variables d'état: l'entropie s, l'énergie interne u et l'enthalpie ou chaleur totale i. Ces variables seront examinées plus loin.

Exemple 1. Dans une chaudière à vapeur, la pression effective est de 32 bars eff. d'après le manomètre, tandis que le vide au condenseur est de 708,2 mm Hg d'après l'indicateur de vide. On demande de calculer les pressions absolues dans la chaudière et dans le condenseur, quand le baromètre indique une pression barométrique $p_{bar} = 745$ mm Hg. Exprimer en bars la pression demandée.

Pression absolue dans la chaudière:

$$p_{abs} = p_{eff} + p_{bar} = 32 + \frac{745}{760}\cdot 1{,}013 = 33 \text{ bars}.$$

Pression absolue dans le condenseur:

$$p_{abs} = p_{bar} - p_v = 745 - 708{,}2 = 36{,}8 \text{ mm Hg} = \frac{36{,}8}{760}\cdot 1{,}013 = 0{,}05 \text{ bar}.$$

Equation d'état d'un gaz parfait. La théorie et l'expérience montrent que les variables p, v et T concernant un milieu homogène ne sont pas indépendantes.

A l'état d'équilibre, ces variables possèdent une propriété que l'on peut exprimer par l'égalité suivante:

$$\varphi(p, v, T) = 0.$$

La forme de cette fonction φ dépend de la nature du fluide considéré et varie avec ce fluide.

L'équation d'état la plus simple est l'équation de Clapeyron-Mendéléev, que l'on trouve dans les cours de physique et qui découle de la théorie cinétique des gaz:

$$pv - rT = 0 \quad \text{ou} \quad pv = rT. \qquad (1\text{-}2)$$

Dans cette formule:

p pression absolue, en pascals;

v volume massique, en m^3/kg;

T température absolue, en degrés Kelvin;

r constante des gaz rapportée à 1 kg de gaz.

Cette constante dépend de la nature du fluide. On l'appelle constante spécifique du gaz.

D'après la relation (1-2) la constante spécifique des gaz r a pour dimensions joules/degré·kg.

Si l'on multiplie les deux membres de l'équation (1-2) par G, et si l'on tient compte du fait que $Gv = V$, on obtient l'équation d'état d'une quantité quelconque G du gaz:

$$pV = GrT. \qquad (1\text{-}3)$$

On peut obtenir l'équation d'état correspondant à une mole de gaz, c'est-à-dire à μ kg de ce gaz, en posant $G = \mu$ dans l'équation (1-3):

$$pV_\mu = \mu rT \qquad (1\text{-}4)$$

ou

$$\mu r = \frac{pV_\mu}{T}. \qquad (1\text{-}4,a)$$

Dans ces relations, V_μ volume moléculaire (ou molaire) du gaz, en m^3/mole.

D'après la loi d'Avogadro, tous les gaz parfaits ont des volumes moléculaires égaux dans des conditions identiques de pression et de température. Dans les conditions normales par exemple, le volume d'une mole d'un gaz parfait est $V_\mu = 22{,}4$ Nm^3/mole.

D'après la loi de Boyle et Gay-Lussac, on a $\frac{pV}{T} = \text{const.}$ Il en résulte évidemment que

$$\mu r = \text{const.}$$

La grandeur $\mu r = R$ est appelée la *constante universelle des gaz.*

On peut calculer R en posant dans l'équation (1-4, a):
$p_n = 1{,}013 \cdot 10^5$ pascals ; $V_\mu = 22{,}4$ m³/mole et $T_n = 273$ °K.

$$R = \mu r = \frac{p_n \cdot V_\mu}{T_n} = \frac{1{,}013 \cdot 10^5 \cdot 22{,}4}{273} = 8\,314 \text{ joules/degré}$$

ou encore

$$R = 8{,}314 \text{ kJ/deg}$$

et

$$r = \frac{R}{\mu} = \frac{8\,314}{\mu} \text{ joules/deg}\cdot\text{kg} = \frac{8{,}314}{\mu} \text{ kJ/deg}\cdot\text{kg} ; \qquad (1\text{-}5)$$

pour l'air

$$r = 288 \text{ joules/deg}\cdot\text{kg}.$$

Equation d'état des gaz réels. Dans un gaz réel, les forces d'interaction entre les molécules, et les volumes mêmes des molécules, ont des valeurs qui ne sont pas négligeables.

Dans ce cas, la fonction φ qui relie les trois variables d'état a une forme plus compliquée.

On obtient l'une des équations d'état connues des gaz réels, en partant de l'équation des gaz parfaits et en introduisant des corrections tenant compte du volume b des molécules du gaz et des forces d'interaction entre les molécules, cette dernière correction étant représentée par a/v^2. Cette équation, appelée équation de Van der Waals (1873), est la suivante:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = rT \qquad (1\text{-}6)$$

Si v est grand, on peut poser $v - b \to v$ et $a/v^2 \to 0$. Autrement dit, pour les gaz suffisamment raréfiés, l'équation de Van der Waals se transforme pour donner l'equation $pv = rT$.

L'équation (1-6) ne concorde pas suffisamment avec les résultats expérimentaux. Aussi, on a proposé diverses autres équations, principalement d'origine empirique, qui se rapprochent davantage des résultats expérimentaux.

En 1939, le professeur M. Voukalovitch de l'Institut d'énergétique de Moscou et le professeur I. Novikov ont proposé une équation d'état des gaz réels qui repose sur la théorie générale des gaz réels et tient compte du fait que les molécules se groupent pour former des ensembles doubles ou triples. Sous sa forme exacte, l'équation de Voukalovitch-Novikov est très compliquée. On peut l'écrire sous la forme simplifiée suivante:

$$pv = rT\left[1 + \frac{B_1(T)}{v} + \frac{B_2(T)}{v^2} + \ldots\right],$$

où $B_1(T)$ et $B_2(T)$ sont des fonctions connues de la température.

Exemple 2. Quelle est la masse d'un volume $V = 6 m^3$ de gaz carbonique (CO_2) sous la pression effective $p = 4$ bars eff. et à la température $t = 27$ °C?

D'après (1-3), on a

$$G = \frac{pV}{rT} \text{ kg},$$

avec $p = 4 + 1 = 5$ bars absolus $= 5 \cdot 10^5$ pascals; $T = t + 273 = 27 + 273 = 300$ °K.

On a d'autre part $r = \frac{8\,314}{\mu_{CO_2}} = \frac{8\,314}{44}$ joules/degré·kg.

Tenant compte de ces valeurs nous obtenons :

$$G = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 6}{\frac{8\,314 \cdot 300}{44}} = 53 \text{ kg}.$$

Exemple 3. Dans les conditions normales ($p_n = 760$ mm Hg et $t_n = 0°$ C), la masse spécifique de l'air est $\gamma_n = 1{,}293$ kg/Nm³. Quelle est la masse spécifique de l'air dans les conditions $p_1 = 650$ mm Hg et $t_1 = 17°$ C?

En écrivant l'équation (1-2) pour les deux états considérés, on a:

$$\begin{cases} p_n v_n = rT_n, \\ p_1 v_1 = rT_1. \end{cases}$$

En divisant membre à membre ces deux équations et en faisant les substitutions nécessaires, nous obtenons:

$$\frac{p_n v_n}{T_n} = \frac{p_1 v_1}{T_1}.$$

Cette relation peut s'écrire comme suit :

$$\frac{p_n}{\gamma_n T_n} = \frac{p_1}{\gamma_1 T_1}$$

ou bien

$$\gamma_1 = \gamma_n \frac{p_1 T_n}{p_n T_1} = 1{,}293 \frac{650}{760} \cdot \frac{273}{290} = 1{,}08 \text{ kg/m}^3$$

§ 2. Mélanges gazeux

Dans les applications de la thermodynamique, on rencontre le plus souvent non pas un gaz homogène, mais un mélange de plusieurs gaz (par exemple un mélange d'air, de produits de combustion, etc.).

Nous étudierons quelques-unes des propriétés des mélanges gazeux.

Dans un mélange gazeux, chaque gaz se comporte comme s'il occupait seul la totalité du volume occupé par le mélange, à la même température que celui-ci. La pression à laquelle se trouverait ce gaz à cette même température et dans la totalité du volume est appelée la *tension partielle* du gaz.

D'après la loi de Dalton, la pression d'un mélange gazeux est égale à la somme des tensions partielles des gaz composants:

$$p = p_1 + p_2 + p_3 + \ldots + p_n = \sum_1^n p_i. \qquad (1\text{-}7)$$

Dans cette relation : p pression du mélange gazeux ; p_1, p_2, . . ., p_n tensions partielles des gaz composants.

On peut se donner la composition massique ou bien la composition volumique du mélange gazeux. Si l'on utilise la composition massique, on a :

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + \ldots + G_n,$$

en représentant par G_1, G_2, . . ., G_n les masses de chacun des gaz composants et par G la masse totale du mélange.

Si nous représentons les concentrations massiques des gaz de la façon suivante:

$$g_1 = \frac{G_1}{G}; \quad g_2 = \frac{G_2}{G}, \ \ldots \ g_n = \frac{G_n}{G},$$

nous obtenons:

$$g_1 + g_2 + g_3 + \ldots + g_n = 1.$$

Pour obtenir la composition volumique du mélange, il faut calculer le volume qu'occuperait chacun de ces gaz à la pression supportée par le mélange, car chaque gaz du mélange occupe la totalité du volume et se trouve sous sa propre tension partielle.

Le volume qu'occuperait un composant à la température et à la pression du mélange est appelé volume *réduit* ou *partiel* et est représenté par V_i.

On peut calculer le volume réduit d'un gaz quelconque V_i par la relation:

$$pV_i = p_iV,$$

d'où l'on tire:

$$V_i = \frac{p_i}{p} V.$$

Le rapport du volume réduit d'un gaz au volume total du mélange est la concentration volumique de ce gaz:

$$\nu_1 = \frac{V_1}{V}; \quad \nu_2 = \frac{V_2}{V}; \quad \ldots \ \nu_n = \frac{V_n}{V}.$$

On trouve facilement la relation suivante entre la concentration massique et la concentration volumique:

$$g_i = \frac{G_i}{G} = \frac{\gamma_i V_i}{\gamma_{mél} V} = \frac{\gamma_i}{\gamma_{mél}} \nu_i.$$

La masse de l'unité de volume du mélange, c'est-à-dire sa masse spécifique $\gamma_{mél}$, a pour valeur:

$$\gamma_{mél} = \gamma_1 \nu_1 + \gamma_2 \nu_2 + \ldots + \gamma_i \nu_i = \sum_1^n \gamma_i \nu_i .$$

On a donc:

$$g_i = \frac{\gamma_i \nu_i}{\sum_1^n \gamma_i \nu_i} . \tag{1-8}$$

On peut remplacer les masses spécifiques par les masses molaires, qui leur sont proportionnelles. La relation (1-8) devient alors:

$$g_i = \frac{\mu_i \nu_i}{\sum_1^n \mu_i \nu_i} . \tag{1-9}$$

On peut établir facilement la relation suivante, qui permet de calculer les concentrations volumiques en fonction des concentrations pondérales:

$$\nu_i = \frac{\frac{g_i}{\mu_i}}{\sum_1^n \frac{g_i}{\mu_i}} . \tag{1-10}$$

La masse molaire moyenne, ou masse molaire apparente du mélange, est par définition le quotient de la masse totale G du mélange par le nombre total M de moles du mélange:

$$\mu_{mél} = \frac{G}{M} = \frac{\sum_1^n G_i}{\sum_1^n \frac{G_i}{\mu_i}} . \tag{1-11}$$

En divisant par G le numérateur et le dénominateur du deuxième membre de (1-11), on obtient:

$$\mu_{mél} = \frac{1}{\sum_1^n \frac{g_i}{\mu_i}} . \tag{1-12}$$

On peut calculer la constante gazeuse du mélange par la formule suivante:

$$r_{mél} = \frac{8{,}314 \cdot 10^3}{\mu_{mél}} \text{ joules/degré} \cdot \text{kg}.$$

On peut calculer $\mu_{mél}$ en fonction des concentrations volumiques, par la formule:

$$\mu_{mél} = \sum \mu_i v_i. \qquad (1\text{-}13)$$

La tension partielle peut être calculée à partir de la relation:

$$p_i V = p V_i$$

ou encore

$$\frac{p_i}{p} = \frac{V_i}{V} = v_i.$$

Nous en tirons:

$$p_i = p v_i. \qquad (1\text{-}14)$$

A l'aide des relations (1-10) et (1-12), la relation (1-14) nous donne:

$$p_i = g_i \frac{\mu_{mél}}{\mu_i} p. \qquad (1\text{-}15)$$

Exemple 4. Calculer dans les conditions normales la masse molaire apparente, la constante gazeuse, la masse spécifique et la tension partielle pour un mélange gazeux comprenant 6 kg de gaz carbonique, 3 kg d'azote et 1 kg d'oxygène. Composition massique du mélange:

$$g_{CO_2} = \frac{G_{CO_2}}{G_{CO_2} + G_{N_2} + G_{O_2}} = \frac{6}{6+3+1} = 0,6.$$

On a d'une façon analogue $g_{N_2} = 0,3$ et $g_{O_2} = 0,1$.

Les masses molaires des gaz composants sont les suivantes:

$$\mu_{CO_2} = 44; \quad \mu_{N_2} = 28; \quad \mu_{O_2} = 32.$$

D'après la relation (1-12), la masse molaire apparente du mélange a pour valeur:

$$\mu_{mél} = \frac{1}{\sum_1^n \frac{g_i}{\mu_i}} = \frac{1}{\frac{0,6}{44} + \frac{0,3}{28} + \frac{0,1}{32}} = 36,4.$$

On peut calculer la constante gazeuse par la relation (1-5):

$$r_{mél} = \frac{8,314 \cdot 10^3}{36,4} = 228 \text{ joules/degré} \cdot \text{kg}.$$

Masse spécifique du mélange à 0 °C et sous 760 mm Hg:

$$\gamma_{mél} = \frac{\gamma_{mél}}{22,4} = \frac{36,4}{22,4} = 1,62 \text{ kg/Nm}^3.$$

Tensions partielles des composants (d'après 1-15):

$$p_{CO_2} = g_{CO_2} \frac{\mu_{mél}}{CO_2} p = 0,6 \frac{36,4}{44} 760 = 376 \text{ mm Hg};$$

$$p_{N_2} = g_{N_2} \frac{\mu_{mél}}{\mu_{N_2}} p = 0,3 \frac{36,4}{28} 760 = 297 \text{ mm Hg};$$

$$p_{O_2} = g_{O_2} \frac{\mu_{mél}}{\mu_{O_2}} p = 0,1 \frac{36,4}{32} 760 = 87 \text{ mm Hg}.$$

§ 3. Les phénomènes thermodynamiques

Phénomènes réversibles et irréversibles. L'équation d'état que l'on vient d'étudier, $\varphi(p, v, T) = 0$, est l'équation *d'équilibre*. Autrement dit, elle exprime une situation dans laquelle les variables d'état (pression, volume spécifique et température) sont constantes dans toute la masse du gaz, et ont les mêmes valeurs que dans le milieu extérieur. L'égalité des pressions exprime l'équilibre mécanique, et l'égalité des températures exprime l'équilibre thermique. Un tel état d'équilibre d'un fluide ne peut être troublé que par suite d'une action mécanique ou d'une action thermique provenant du milieu extérieur.

Quand l'état d'un fluide varie, la succession des états de ce fluide constitue une *transformation thermodynamique*. Une transformation effectuée assez lentement pour que le fluide rétablisse une situation d'équilibre à chaque instant est appelée une *transformation équilibrée*. Dans le cas contraire, la transformation est appelée transformation *non équilibrée*.

L'équilibre au point de vue mécanique et thermique ainsi que l'absence de tout frottement sont des conditions indispensables à la réalisation d'une transformation équilibrée. Cela signifie qu'au cours des variations d'état d'un corps, la variation du volume doit être infiniment lente, et la pression de ce corps doit constamment être égale à la pression extérieure (conditions d'équilibre mécanique). La condition d'équilibre thermique demande que la température du corps soit toujours égale à la température du milieu extérieur, ou à la température de la source de chaleur, qui alimente ce corps.

Il est extrêmement important de comprendre qu'une transformation équilibrée d'un fluide moteur, dont la température varie, est possible seulement dans le cas où la température de la source extérieure de chaleur varie exactement de la même façon que celle du fluide moteur, c'est-à-dire lorsqu'il existe un nombre infini de sources de chaleur.

Les transformations qui peuvent se réaliser dans les deux sens opposés, en passant par les mêmes états d'équilibre du fluide moteur, sont appelées *transformations réversibles*. Dans un tel cas, il ne doit subsister aucune modification résiduelle ni dans le fluide moteur, ni dans le milieu extérieur, à la suite de la transformation directe et de la transformation inverse. Les transformations qui ne remplissent pas cette condition sont appelées transformations *irréversibles*.

Il faut signaler qu'il n'existe pas de transformations réversibles dans la nature. La conception des transformations réversibles est une abstraction scientifique qui facilite la résolution de nombreux problèmes de thermodynamique technique. Au cours d'une transformation équilibrée, chacun des états du fluide moteur peut être

représenté par un point ayant les coordonnées p, v et t. Dans le cas général, ces trois paramètres peuvent évoluer simultanément. Comme il n'est pas commode de représenter pratiquement une transformation dans un système de coordonnées à trois dimensions, on se borne à employer des coordonnées planes, ce qui permet de représenter les variations de deux quelconques des paramètres. On peut calculer la variation du troisième paramètre par l'équation d'état.

La thermodynamique utilise souvent le système de coordonnées p v, en représentant uniquement les transformations équilibrées dans un tel système. Il est impossible de représenter graphiquement les transformations non équilibrées.

Lorsqu'un fluide moteur qui parcourt une suite d'états successifs revient à son état initial, cette transformation fermée est appelée un *cycle*. Les notions d'état d'équilibre, de transformation réversible et de cycle sont très importantes en thermodynamique technique.

§ 4. Travail et chaleur dans une transformation. Capacité calorifique

Une transformation thermodynamique quelconque résulte toujours de l'action mécanique ou calorifique du milieu extérieur sur le fluide moteur (exemples: compression et dilatation du fluide moteur, échange de chaleur).

Dans le premier cas, le volume du fluide moteur change, et un *travail mécanique* se produit. Dans le deuxième cas, la quantité d'énergie transmise au fluide par échange de chaleur est appelée *quantité de chaleur* ou *chaleur de la transformation*.

Les notions de « travail » et de « chaleur » correspondent donc à deux formes de transmission de l'énergie. Elles concernent des variations d'état d'un système quelconque, et constituent les caractéristiques essentielles des transformations thermodynamiques.

On adopte dans le système international SI comme unité d'énergie le « joule » (J). On utilise souvent un multiple, le kilojoule: 1 kJ = $= 10^3$ J. On emploie d'autre part comme unité de puissance dans le même système le « watt » (W), travail d'un joule pendant une seconde. On utilise aussi un multiple, le kilowatt: 1 kW = 10^3 W.

En électricité, l'unité pratique d'énergie est le kilowattheure (kWh). C'est le travail fourni par une puissance de 1 kW pendant une heure. Le kilowatt est lui-même l'unité industrielle de puissance électrique.

On a donc:

$$1 \text{ kWh} = 1 \cdot 3\,600 = 3\,600 \text{ kilojoules.}$$

L'unité technique (pratique) de quantité de chaleur est la kilocalorie (kcal). La kilocalorie est la quantité de chaleur qui est né-

cessaire pour réchauffer 1 kg d'eau chimiquement pure de 19,5 °C jusqu'à 20,5 °C sous la pression atmosphérique normale (760 mm Hg), au niveau de la mer et à la latitude de 45°. Il existe outre que la kilocalorie standard une kilocalorie internationale ou électrique, qui équivaut à $\frac{1}{860}$ kWh.

D'après le principe de conservation et de transformation de l'énergie, la chaleur et le travail peuvent se transformer l'une dans l'autre dans les deux sens, suivant un rapport constant:

$$Q_0 = AL_0,$$

avec Q_0 quantité de chaleur transformée en énergie ou travail, en kcal;
L_0 énergie produite par cette chaleur, en kJ;
A équivalent thermique de l'énergie mécanique.

L'expérience a montré que 1 kilojoule correspond à $\frac{1}{4,1868}$ kilocalorie.

On a donc:

$$A = \frac{1}{4,1868}\text{ kcal/kJ ou encore } A = \frac{1}{4186,8}\text{ kcal/joules.}$$

L'équivalent thermique de l'unité pratique d'énergie mentionnée plus haut est le suivant:

$$1 \text{ kWh} = 3\,600\frac{1}{4,1868} = 860 \text{ kcal/kWh environ.}$$

Calcul du travail. Supposons qu'un fluide moteur enfermé dans un cylindre contenant également un piston qui se déplace sans frottement, produise un certain travail extérieur contre une pression p * (fig. 3).

Le piston, de surface f, effectue le déplacement élémentaire dh sous l'action de la pression absolue et uniforme p. Au cours de ce déplacement, le gaz effectue un travail infinitésimal:

$$dl = pf\,dh = p\,dv. \tag{1-16}$$

Dans cette relation: pf est la force, dh est le déplacement, et $f\,dh = dv$ est la variation de volume correspondante du fluide moteur.

Sur la fig. 3, ce travail élémentaire est représenté par la surface entièrement hachurée. Au cours d'une variation du volume de la valeur v_1 jusqu'à la valeur v_2, le travail produit par 1 kg du fluide

* Lorsque le volume augmente, le fluide moteur effectue un travail contre des forces extérieures. Si le fluide moteur diminue de volume, au contraire, les forces extérieures sont supérieures à l'élasticité du fluide et effectuent un travail sur ce fluide.

moteur est déterminé par

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p\,dv. \tag{1-17}$$

Si la détente est effectuée par une masse de gaz G kg, qui occupe un volume V, le travail correspondant a pour valeur:

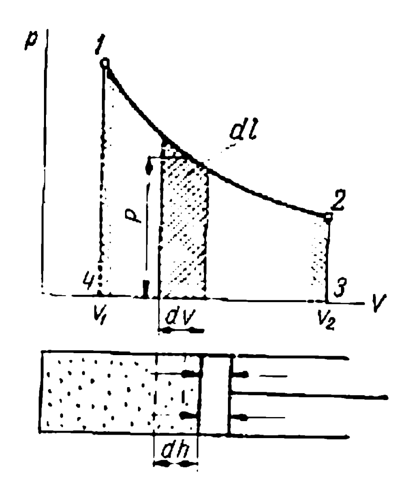


Fig. 3. Détente d'un gaz dans un cylindre moteur

$$L = Gl = G\int_{v_1}^{v_2} p\,dv = \int_{V_1}^{V_2} p\,dV. \tag{1-18}$$

Dans le cas général, la pression spécifique p est variable et dépend de v. Pour calculer l'intégrale précédente, il faut connaître la relation $p = f(v)$ correspondant à la transformation considérée. Dans un système de coordonnées pv, cette relation est représentée par la courbe *1-2* (fig. 3). Il est évident que le travail produit par le gaz dépend de la forme de cette courbe et qu'il est représenté par la superficie délimitée par cette courbe, par les deux verticales d'abscisses v_1 et v_2 et par l'axe des abscisses (aire *1-2-3-4-1*). On convient de considérer que ce travail du gaz est positif au cours d'une détente et négatif au cours d'une compression.

Calcul de la quantité de chaleur d'une transformation. La quantité de chaleur correspondant à une transformation thermodynamique peut se calculer de diverses façons. L'un des procédés de calcul est lié à la notion d'entropie. De même que l'on peut exprimer un travail élémentaire par l'égalité $dl = p\,dv$, on peut également exprimer une quantité élémentaire de chaleur par l'égalité

$$dq = T\,ds \textbf{ kcal/kg}. \tag{1-19}$$

Dans cette relation, s est l'entropie spécifique du fluide.

L'analogie entre les expressions de dl et de dq ne se borne pas à une analogie extérieure. Elle traduit un caractère commun de deux modes d'échange d'énergie entre le fluide considéré et le milieu extérieur. Le travail est en effet une forme macrophysique de transfert d'énergie, que nous observons directement dans le monde à

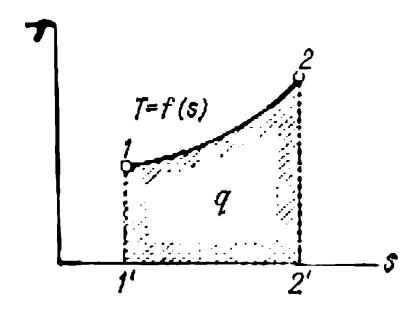


Fig. 4. Graphique *Ts*

grande échelle qui nous entoure. La chaleur est au contraire une forme microphysique des manifestations des variations d'énergie, provoquée par les mouvements « uniformément désordonnés » des particules élémentaires du fluide.

La formule (1-19) montre qu'une quantité infiniment petite d'entropie est égale au rapport d'une quantité de chaleur infiniment petite dq à la température T à laquelle cette chaleur est transmise. (On peut considérer que T est constante dans un tronçon infiniment petit de l'évolution). On a donc :

$$ds = \frac{dq}{T} \text{ kcal/kg} \cdot \text{deg.}$$

Quand nous étudierons les propriétés de l'entropie (chapitre IV, § 3), nous montrerons que l'entropie est une variable d'état dont l'importance pratique est considérable parce qu'elle donne la possibilité de construire des graphiques ou diagrammes thermiques dans lesquels on porte l'entropie en abscisses et la température absolue en ordonnées (fig. 4).

On a vu, dans un graphique pv, que la surface limitée par la courbe de transformation et l'axe des abscisses représente le travail. De même, il est facile de montrer, que dans un graphique Ts, la surface limitée par la courbe de transformation, l'axe des abscisses et deux verticales représente la quantité de chaleur correspondant à la transformation. Si nous intégrons l'expression (1-19), nous obtenons en effet :

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T\,ds, \tag{1-20}$$

dans laquelle on a posé $T = f(s)$.

La fig. 4 montre que l'aire *1-2-2'-1'* est égale à $\int_{s_1}^{s_2} T ds$. Comme la température absolue T est toujours positive, le signe de la variation de l'entropie détermine le signe de dq. Autrement dit, il permet de savoir si la transformation a fourni ou enlevé de la chaleur au fluide moteur.

De même que la valeur du travail, la quantité de chaleur dépend de la façon dont s'effectue la transformation, c'est-à-dire de la forme de la courbe de transformation *1-2* (fig. 4).

Un autre procédé de calcul de la quantité de chaleur est lié à la notion de capacité calorifique.

Le fait de fournir ou d'enlever de la chaleur au fluide moteur pendant une transformation modifie généralement la température de ce fluide.

Le rapport de la quantité de chaleur Δq à la variation correspondante de température Δt est appelé la *capacité calorifique* de la substance dans la transformation considérée:

$$c = \frac{\Delta q}{\Delta t}. \quad (1\text{-}21)$$

Pour faire varier la température d'un gaz de 1 °C, il faut dépenser une quantité de chaleur qui varie avec la température considérée. La capacité calorifique des gaz dans une transformation déterminée est donc une variable qui dépend principalement de la température.

La relation (1-21) permet de connaître la quantité moyenne de chaleur qu'il faut communiquer à un gaz pour faire varier sa température de 1 °C entre les températures t_1 et t_2. La capacité calorifique calculée de cette façon est appelée *capacité calorifique moyenne*, c_m:

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{q}{t_2 - t_1}. \quad (1\text{-}22)$$

La capacité calorifique qui correspond à une variation infiniment petite de la température dt est appelée *capacité calorifique réelle*, c:

$$c = \frac{dq}{dt}. \quad (1\text{-}23)$$

On rapporte habituellement la capacité calorifique à l'unité de quantité de substance (chaleur spécifique). Suivant l'unité de quantité de matière que l'on adopte, on distingue: la chaleur spécifique *massique* rapportée à 1 kg de fluide (c en kcal/kg·deg), la chaleur spécifique *volumique* rapportée à 1 Nm^3 (c' en kcal/Nm^3·deg) et la chaleur spécifique *molaire* rapportée à une mole de substance (μc en kcal/mole·deg). Ces chaleurs spécifiques sont reliées entre elles

par les relations suivantes:

$$c = \frac{\mu c}{\mu} = c' v_n, \qquad (1\text{-}24)$$

$$c' = \frac{\mu c}{22,4} = c\gamma_n$$

dans lesquelles 22,4 est le volume d'une mole du gaz dans des conditions normales, en Nm^3/mole.

Comme la quantité de chaleur dépend de la façon dont la transformation s'effectue, la chaleur spécifique dépend également des conditions dans lesquelles s'effectuent les échanges de chaleur entre le gaz et le milieu extérieur.

Parmi les diverses chaleurs spécifiques qu'on peut rencontrer, la chaleur spécifique à volume constant c_v et la chaleur spécifique à pression constante c_p présentent un intérêt particulier.

Ces deux chaleurs spécifiques sont reliées par la relation de Mayer, établie pour les gaz parfaits:

$$c_p - c_v = Ar \qquad (1\text{-}25)$$

ou

$$\mu c_p - \mu c_v = A\mu r = \frac{1}{4,18} 8{,}314 \approx 2 \text{ kcal}. \qquad (1\text{-}26)$$

On a donc $c_p > c_v$. Cela s'explique de la façon suivante: dans une transformation à volume constant la chaleur cédée au gaz est dépensée uniquement pour modifier l'énergie interne de ce gaz qui ne dépend que de la vitesse des molécules augmentant avec la température; dans une transformation à pression constante, au contraire, la chaleur est utilisée non seulement pour accroître l'énergie interne mais également pour effectuer un travail contre les forces extérieures.

Pour les gaz réels, on a d'après l'équation de Van der Waals l'inégalité suivante:

$$c_p - c_v > Ar.$$

Cette inégalité s'explique de la façon suivante: lorsqu'un gaz réel se détend à pression constante, il effectue non seulement un travail extérieur mais également un travail intérieur contre les forces d'adhésion intermoléculaire, travail qui absorbe une grande quantité de chaleur. Pour cette raison, la chaleur spécifique des gaz réels dépend non seulement de t mais également de p.

La thermodynamique appliquée utilise très fréquemment le rapport de ces deux chaleurs spécifiques:

$$k = \frac{c_p}{c_v}.$$

La théorie cinétique moléculaire de la capacité calorifique qui ne tient pas compte de la variation de la chaleur spécifique d'un gaz parfait en fonction de la température, présente les valeurs suivantes de c_v, c_p et k en fonction de l'atomicité de gaz :

	μc_v	μc_p	k
Gaz monoatomiques	3	5	1,6
Gaz biatomiques	5	7	1,4
Gaz polyatomiques	7	9	1,3

On peut déduire l'expression générale de la quantité de chaleur d'une transformation en partant de la formule (1-23) :

$$dq = c\,dt$$

ou encore

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c\,dt. \qquad (1\text{-}27)$$

D'autre part, on tire de la formule (1-22) :

$$q = c_m \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1). \qquad (1\text{-}28)$$

Pour pouvoir intégrer l'expression (1-27), il faut connaître la relation existant entre la chaleur spécifique réelle et la température.

La théorie quantique de la capacité calorifique, qui tient compte de l'énergie oscillatoire des atomes à l'intérieur des molécules, exprime par un polynôme de puissance la relation existant entre les chaleurs spécifiques et la température :

$$c = a + b't + et^2 + \dots$$

Pour les calculs thermodynamiques on utilise fréquemment une relation binôme, c'est-à-dire une relation linéaire :

$$c = a + bt. \qquad (1\text{-}29)$$

Dans cette relation a et b sont des coefficients numériques qui dépendent du gaz et de la nature de la transformation.

La fig. 5 représente la variation de la chaleur spécifique en fonction de la température.

En introduisant la relation (1-29) dans la relation (1-27), nous obtenons :

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c\,dt = \int_{t_1}^{t_2} (a + bt)\,dt = \left(a + b\,\frac{t_1 + t_2}{2}\right)(t_2 - t_1). \qquad (1\text{-}30)$$

Une comparaison entre (1-28) et (1-30) montre facilement que:

$$c_m\Big|_{t_1}^{t_2} = a + b\,\frac{t_1+t_2}{2}\,. \qquad (1\text{-}31)$$

La chaleur spécifique moyenne dépend donc des deux températures extrêmes t_1 et t_2, qui peuvent varier dans des limites très

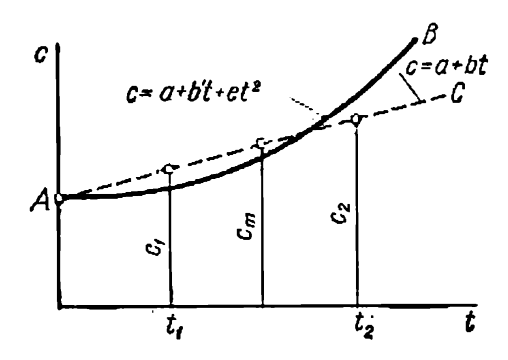


Fig. 5. Variation de la chaleur spécifique en fonction de la température

larges. Il est pratiquement impossible d'établir des tableaux pour un ensemble d'intervalles aussi considérable.

On peut d'ailleurs calculer la quantité de chaleur sans calculer les chaleurs spécifiques moyennes entre les températures t_1 et t_2. On peut en effet écrire la relation (1-27) de la façon suivante:

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c\,dt = \int_{0}^{t_2} c\,dt - \int_{0}^{t_1} c\,dt.$$

En utilisant la définition de la chaleur spécifique moyenne, nous obtenons l'expression suivante pour calculer la quantité de chaleur:

$$q = c_m\Big|_0^{t_2} t_2 - c_m\Big|_0^{t_1} t_1. \qquad (1\text{-}32)$$

Les valeurs des chaleurs spécifiques moyennes $c_m\Big|_0^t$ ne dépendent que d'une seule température, ce qui permet de les tabuler.

Le tableau 1 donne les formules permettant de calculer les chaleurs spécifiques molaires réelles et moyennes des gaz les plus importants dans la pratique, à pression constante.

Dans les tableaux des manuels on remplace souvent le coefficient b de la relation (1-31) par $\frac{b}{2}$. Dans ce cas, on calcule la chaleur spécifique moyenne de l'intervalle t_1, t_2 en remplaçant dans cette formule t par la somme $t_1 + t_2$. Le tableau 1 donne les formules correspondantes.

Tableau 1

Gaz	Chaleur molaire vraie p=const, kcal/mole °C	Chaleur molaire moyenne p=const, kcal/mole °C
	de 0 à 1500°C:	
N_2	$\mu c_p = 6{,}86 + 12{,}55\cdot10^{-4}t - 30{,}1\cdot10^{-12}t^3$	$\mu c_{pm} = 6{,}92 + 6{,}13\cdot10^{-4}t$
H_2	$\mu c_p = 6{,}95 - 4{,}99\cdot10^{-5}t + 0{,}555\cdot10^{-6}t^2$	$\mu c_{pm} = 6{,}88 + 2{,}67\cdot10^{-4}t$
O_2	$\mu c_p = 6{,}92 + 25{,}4\cdot10^{-4}t - 84{,}8\cdot10^{-8}t^2$	$\mu c_{pm} = 7{,}06 + 8{,}13\cdot10^{-4}t$
CO	$\mu c_p = 6{,}85 + 16{,}8\cdot10^{-4}t - 33{,}9\cdot10^{-8}t^2$	$\mu c_{pm} = 6{,}94 + 6{,}7\cdot10^{-4}t$
air	$\mu c_p = 6{,}90 + 14{,}87\cdot10^{-4}t - 20{,}1\cdot10^{-8}t^2$	$\mu c_{pm} = 6{,}94 + 5{,}76\cdot10^{-4}t$
H_2O	$\mu c_p = 7{,}90 + 28\cdot10^{-4}t - 38{,}1\cdot10^{-12}t^3$	$\mu c_{pm} = 7{,}90 + 13{,}2\cdot10^{-4}t$
CO_2	$\mu c_p = 8{,}80 + 96\cdot10^{-4}t - 6{,}4\cdot10^{-6}t^2 + 0{,}17\cdot10^{-8}t^3$	$\mu c_{pm} = 8{,}60 + 48{,}5\cdot10^{-4}t - 1{,}53\cdot10^{-6}t^2$

Si l'on veut calculer la quantité de chaleur nécessaire pour réchauffer un mélange gazeux, on peut calculer la chaleur spécifique du mélange par les formules suivantes:

chaleur spécifique massique:

$$c_{mél} = \sum_1^n c_i g_i \ \text{kcal/kg}\cdot\text{deg};$$

chaleur spécifique volumique:

$$c'_{mél} = \sum_1^n c'_i r_i \ \text{kcal/Nm}^3\cdot\text{deg};$$

chaleur molaire:

$$\mu c_{mél} = \sum_1^n \mu c_i r_i \ \text{kcal/mole}\cdot\text{deg}.$$

E x e m p l e 5. Calculer la quantité de chaleur nécessaire pour réchauffer un volume d'air $V = 4\text{m}^3$ sous une pression constante $p = 2$ bars effectifs, depuis $t_1 = 100$ °C jusqu'à $t_2 = 500$ °C. Faire ce calcul de deux façons: en utilisant la chaleur spécifique massique et la chaleur spécifique volumique. On admettra que la pression atmosphérique est de 760 mm Hg.

Premier procédé. La formule (1-32) nous donne:

$$q_p = c_{pm}\Big|_0^{t_2} t_2 - c_{pm}\Big|_0^{t_1} t_1 = c_{pm_2}t_2 - c_{pm_1}t_1.$$

D'après (1-24), on a donc:

$$c_{pm_1} = \frac{\mu c_{pm_1}}{\mu_{air}}; \quad c_{pm_2} = \frac{\mu c_{pm_2}}{\mu_{air}}.$$

Nous trouvons dans le tableau 1 :

$$\mu c_{pm_1} = 6{,}94 + 5{,}76\cdot10^{-4}t_1 = 6{,}94 + 5{,}76\cdot10^{-4}\cdot100 = 7{,}00 \text{ kcal/mole}\cdot{}^\circ\text{C};$$

$$\mu c_{pm_2} = 6{,}94 + 5{,}76\cdot10^{-4}t_2 = 6{,}94 + 5{,}76\cdot10^{-4}\cdot500 = 7{,}23 \text{ kcal/mole}\cdot{}^\circ\text{C};$$

$$\mu_{air} = 28{,}96 \text{ kg/mole.}$$

Ainsi :

$$c_{pm_1} = \frac{7{,}00}{28{,}96} = 0{,}242 \text{ kcal/kg}\cdot{}^\circ\text{C};$$

$$c_{pm_2} = \frac{7{,}23}{28{,}96} = 0{,}250 \text{ kcal/kg}\cdot{}^\circ\text{C}$$

et par suite :

$$q_p = 0{,}250\cdot500 - 0{,}242\cdot100 = 100{,}1 \text{ kcal/kg.}$$

Nous calculons la masse d'air par la relation (1-3) :

$$G = \frac{pV}{rT} = \frac{(2+1{,}013)\cdot10^5\cdot4}{288\cdot373} \approx 11{,}22 \text{ kg.}$$

Nous avons donc :

$$Q_p = Gq_p = 11{,}22\cdot100{,}1 \approx 1\,123 \text{ kcal.}$$

Deuxième procédé. On peut calculer la quantité de chaleur en utilisant la chaleur spécifique volumique. Dans ce cas, il faut écrire la relation (1-32) comme suit :

$$q_p = c'_{pm_2}t_2 - c'_{pm_1}t_1.$$

D'après (1-22) :

$$c'_{pm_1} = \frac{\mu c_{pm_1}}{22{,}4} = \frac{7{,}00}{22{,}4} = 0{,}312 \quad \text{et} \quad c'_{pm_2} = \frac{\mu c_{pm_2}}{22{,}4} =$$

$$= \frac{7{,}23}{22{,}4} = 0{,}322 \text{ (en kcal/Nm}^3\cdot{}^\circ\text{C).}$$

Nous obtenons donc :

$$q_p = 0{,}322\cdot500 - 0{,}312\cdot100 = 129{,}3 \text{ kcal/Nm}^3.$$

Il faut ramener le volume d'air aux conditions normales par la relation

$$\frac{p_nV_n}{T_n} = \frac{pV}{T}.$$

Nous en tirons :

$$V_n = V\frac{p}{p_n}\cdot\frac{T_n}{T} = 4\frac{3{,}013\cdot273}{1{,}013\cdot373} = 8{,}7 \text{ Nm}^3.$$

Nous obtenons ainsi :

$$Q_p = V_n\cdot q_p = 8{,}7\cdot129{,}3 \approx 1\,125 \text{ kcal.}$$

Exemple 6. Calculer les chaleurs molaires moyennes, à pression constante et à volume constant, entre $t_1 = 400$°C et $t_2 = 600$ °C, pour le mélange gazeux ayant la composition volumique suivante : $CO_2 = 14{,}5\%$; $O_2 = 6{,}5\%$; $N_2 = 79{,}0\%$.

A l'aide de la formule:

$$\mu c_{pm_{m\acute{e}l}} = \sum_{1}^{n} \mu c_{pm_i} r_i = \mu c_{pm_{CO_2}} r_{CO_2} + \mu c_{pm_{O_2}} r_{O_2} + \mu c_{pm_{N_2}} r_{N_2}$$

et du tableau 1, nous obtenons l'expression suivante de la chaleur molaire moyenne à pression constante:

$$\mu c_{pm_{m\acute{e}l}} = (8,60+48,5\cdot 10^{-4}t)\ 0,145+(7,06+8,13\cdot 10^{-4}t)\ 0,065+$$

$$+(6,92+6,13\cdot 10^{-4}t)\ 0,79=6,05+12,02\cdot 10^{-4}t.$$

En remplaçant t par t_1+t_2, nous obtenons:

$$\mu c_{pm_{m\acute{e}l}} = 6,05+12,42\cdot 10^{-4}\ (400+600)=7,29\ \text{kcal/mole}\cdot{}^{\circ}\text{C}.$$

La relation (1-26) nous donne finalement:

$$\mu c_{vm_{m\acute{e}l}} = \mu c_{pm_{m\acute{e}l}} - 2 = 7,29-2=5,29\ \text{kcal/mole}\cdot{}^{\circ}\text{C}.$$

§ 5. Energie interne d'un gaz

Quel que soit son état, un corps quelconque possède toujours une certaine énergie totale E. Dans le cas général, cette énergie totale comprend: l'énergie cinétique de l'ensemble du corps dans son mouvement visible C, l'énergie potentielle P déterminée par la position du corps dans un champ extérieur de force (champ de la pesanteur par exemple) et énergie interne U résultant de l'énergie cinétique et des interactions entre les particules élémentaires du corps considéré :

$$E = C + P + U\ \text{kcal}. \tag{1-33}$$

Si le corps est immobile dans son ensemble et s'il n'y a pas de champ extérieur, l'énergie totale du corps est identique à son énergie interne.

Du point de vue moléculaire, l'énergie interne d'un corps (gaz) comprend l'énergie cinétique U_c des molécules et atomes (dans leurs mouvements de translation, de rotation et d'oscillation) et l'énergie potentielle mutuelle U_p résultant des interactions entre molécules. En thermodynamique, la somme de ces énergies est appelée l'énergie thermique:

$$U = U_c + U_p\ \text{kcal}.$$

Dans un gaz parfait, l'énergie interne comprend seulement l'énergie cinétique des molécules, puisqu'on néglige les interactions entre molécules ($U_p = 0$). Les énergies cinétiques des molécules dépendent de la température. L'énergie interne d'un gaz parfait est donc une fonction univoque $U = f\ (T)$ de la température, ce qui est démontré expérimentalement (loi de Joule).

L'énergie interne potentielle des interactions entre molécules dépend des distances entre elles. Ces distances dépendent elles-mêmes

du volume v du gaz. L'énergie interne d'un gaz réel dépend donc non seulement de la température mais encore du volume v, ou de la pression p. Il résulte de cette propriété de l'énergie interne que sa variation ne dépend pas du caractère de la transformation et n'est déterminée que par des variables d'état initial et d'état final du gaz.

La variation de l'énergie interne de 1 kg d'un gaz parfait dépend donc uniquement de la température initiale et de la température finale du gaz:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = f_1(T_1) - f_2(T_2) \text{ kcal/kg}.$$

Autrement dit, la variation de l'énergie interne sera la même dans toutes les transformations dans lesquelles les températures extrêmes sont les mêmes.

Exemple: si dans une transformation à volume constant ($v =$ $=$ const) le gaz ne se dilate pas et n'effectue aucun travail, la chaleur qui lui est cédée $q = c_v(T_2 - T_1)$ n'a d'autre effet que d'accroître l'énergie interne:

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) \text{ kcal/kg}$$

ou, sous forme différentielle,

$$du = c_v\, dT. \tag{1-34}$$

Comme la variation de l'énergie interne d'un gaz parfait ne dépend pas du caractère de la transformation et est déterminée seulement par la variation de la température, l'expression (1-34) s'applique à toutes les transformations thermodynamiques.

L'énergie interne est donc une fonction des variables d'état p, v et T et peut être employée elle-même comme une variable d'état.

§ 6. Enthalpie d'un gaz

Considérons 1 kg d'un fluide moteur qui se trouve sous un piston dans un cylindre à la pression p (fig. 6). Pour équilibrer la pression p du gaz il faut charger le piston avec une masse dont le poids $G = pf$. Dans ce cas, l'énergie totale E du système considéré, c'est-à-dire du gaz et de la charge, est la somme de l'énergie interne du fluide moteur u et de l'énergie potentielle de la charge:

$$Gh = pfh = pv,$$

c'est-à-dire

$$E = u + Apv.$$

L'énergie pv est appelée énergie potentielle de pression. Il en résulte que, si un fluide moteur se trouve dans un milieu extérieur à la pression p, un état quelconque de ce fluide est caractérisé par

une certaine énergie totale E qui est la somme de l'énergie interne u et de l'énergie potentielle de pression pv. La grandeur $u + Apv$ est appelée *enthalpie* du gaz, ou *chaleur totale* du gaz. On la représente par la lettre i:

$$i = u + Apv. \tag{1-35}$$

L'enthalpie est une fonction d'état, car u et pv prennent des valeurs bien déterminées pour chaque état du gaz. Cette grandeur i

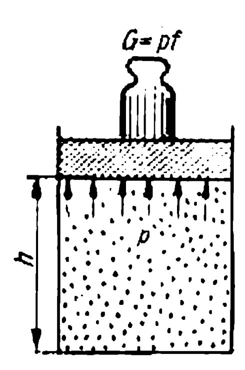


Fig. 6. Schéma de définition de l'enthalpie d'un gaz

peut donc elle-même être employée comme une variable d'état. En conséquence, une variation Δi, de même qu'une variation Δu, ne dépend pas du chemin suivi par la transformation et dépend seulement de l'état initial et de l'état final. Ces deux variations sont nulles dans une transformation fermée (c'est-à-dire une transformation qui suit une courbe fermée).

Sous forme différentielle, la relation (1-35) s'écrit de la façon suivante:

$$di = du + Ad\,(pv).$$

En remarquant que, d'après (1-34), $du = c_v\,dT$ et $pv = rT$, nous obtenons:

$$di = c_v\,dT + Ar\,dT = (c_v + Ar)\,dT.$$

D'autre part, d'après (1-25):

$$c_v + Ar = c_p.$$

On en déduit que l'on peut calculer la variation d'enthalpie d'un gaz parfait par la formule:

$$di = c_p\,dT \tag{1-36}$$

ou encore

$$\Delta i = i_2 - i_1 = c_p\,(T_2 - T_1)\ \text{kcal/kg}. \tag{1-37}$$

§ 7. Entropie

En dehors de cinq variables ou fonctions d'état déjà énumérées: p, v, T, u et i, la thermodynamique utilise également très fréquemment une autre fonction d'état qui est l'entropie s. On a montré dans le paragraphe 4 que:

$$ds = \frac{dq}{T}.$$

En utilisant la valeur (1-23) de dq nous pouvons obtenir une expression plus générale de la variation d'entropie d'un gaz parfait dans une transformation réversible:

$$ds = \frac{c\,dT}{T}.$$

Si nous admettons que la chaleur spécifique est constante dans la transformation considérée, la variation d'entropie a pour valeur:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = c \ln \frac{T_2}{T_1}. \qquad (1\text{-}38)$$

La thermodynamique appliquée ne s'intéresse pas à la valeur absolue de l'entropie et se borne à considérer et à calculer les variations de cette grandeur dans les diverses transformations. On convient donc de donner à l'entropie une valeur nulle à la température $t = 0$ °C. Habituellement, on calcule les valeurs de s ou de Δs et on en dresse des tableaux numériques, ou bien on utilise ces valeurs pour tracer des graphiques servant ensuite dans les calculs pratiques. L'entropie a les mêmes dimensions que la chaleur spécifique: kcal/kg·deg.

Chapitre II

PREMIER PRINCIPE DE LA THERMODYNAMIQUE. ÉTUDE DES TRANSFORMATIONS THERMODYNAMIQUES

§ 1. Principe de la conservation et de la transformation de l'énergie

On connaît diverses formes de l'énergie: l'énergie cinétique, fonction du mouvement visible d'un corps; l'énergie électrique liée au mouvement des charges électriques; l'énergie interne liée au mouvement des molécules, etc. Cette diversité des formes de l'énergie s'explique par la différence de nature existant entre les formes

concrètes de mouvement des corps matériels. Le matérialisme dialectique considère que le mouvement est inséparable de la matière et est une forme d'existence de la matière. Il en résulte que, de même que la matière, le mouvement est incréé et indestructible. L'énergie est la mesure du mouvement de la matière.

D'après le principe de la conservation de l'énergie, l'énergie ne peut être ni créée ni détruite; elle peut être seulement transformée d'une forme en une autre.

Les travaux du savant russe M. Lomonossov (1711-1765) ont eu la plus grande importance dans la découverte de ce principe. En partant de la théorie cinétique moléculaire de la matière, Lomonossov a réfuté la théorie métaphysique qui régnait à cette époque, et il énonça pour la première fois, dans les termes de son époque, le principe général de conservation de la matière et de l'énergie. Il faut signaler également l'analyse profonde du principe de la conservation de l'énergie faite par F. Engels qui a déclaré que ce principe est une loi absolue de la nature.

V. Lénine considérait que le principe de la conservation et de la transformation de l'énergie constitue « l'établissement des bases essentielles du matérialisme ».

Principe de l'équivalence de l'énergie. L'étude des procédés de la production du travail mécanique au moyen de la dépense de la chaleur a commencé après l'apparition de la machine à vapeur.

Après Lomonossov, de nombreux savants se sont occupés de démontrer et de développer le principe de la conservation et de la transformation de l'énergie, principalement en déterminant l'équivalence des diverses formes d'énergie.

On a pu ainsi montrer qu'il est possible de transformer toutes les formes d'énergie les unes dans les autres, suivant des rapports d'équivalence.

En ce qui concerne la transformation d'une énergie thermique Q en énergie mécanique L et la transformation inverse, cette équivalence peut s'écrire comme suit:

$$Q_0 = AL \quad \text{et} \quad L = EQ_0,$$

avec Q_0 quantité de chaleur transformée en travail;
A équivalent thermique de l'énergie mécanique;
E équivalent mécanique de la chaleur.

Les travaux de Rumford (1798), Davy (1802), Carnot (1830), Mayer (1842), Joule (1843), etc., ont permis d'établir des unités équivalentes de chaleur et de travail.

Pour les calculs d'application on adopte:

$$A = \frac{1}{4{,}1868} \text{ kcal/kjoule} \quad \text{et} \quad E = 4{,}1868 \text{ kcal/kjoule.}$$

Les succès de la physique actuelle ont sensiblement étendu la notion d'énergie en établissant en outre une liaison mutuelle entre deux caractéristiques de la matière, quantitativement différentes: énergie et masse du corps.

§ 2. Premier principe de la thermodynamique

Dans les diverses évolutions thermodynamiques de l'état d'un fluide moteur, celui-ci peut recevoir de l'énergie du milieu extérieur ou au contraire lui céder de l'énergie soit sous forme de chaleur Q, soit sous forme de travail L. Il en résulte que son énergie totale E varie. Le principe de conservation et de transformation de l'énergie peut donc s'écrire:

$$Q+(-AL)=\Delta E^{*}. \qquad (1\text{-}39)$$

Autrement dit, l'action totale produite par le milieu extérieur sur le fluide moteur sous forme de chaleur et sous forme de travail, pendant un intervalle de temps déterminé, a pour effet de faire varier l'énergie totale de ce fluide moteur pendant ce même intervalle de temps.

Enoncé sous cette forme, le principe général de conservation de l'énergie est appelé le *premier principe de la thermodynamique*.

D'après l'égalité (1-33), l'énergie totale E d'un corps est la somme des composantes suivantes: a) énergie thermique ou énergie interne U; b) énergie cinétique du corps considéré dans son ensemble C; c) énergie potentielle P.

La somme des deux dernières composantes peut être appelée l'énergie externe E_{ex}.

Dans le cas général, l'égalité (1-39) peut donc s'écrire:

$$Q+(-AL)=\Delta U+\Delta E_{ex} \qquad (1\text{-}40)$$

ou

$$Q=\Delta U+\Delta E_{ex}+AL \text{ kcal}.$$

On peut donc énoncer le premier principe de la thermodynamique de la façon suivante: *l'énergie cédée à un corps sous forme de chaleur dans une transformation thermodynamique est consommée pour faire varier l'énergie interne et l'énergie externe de ce corps et pour effectuer un certain travail contre les forces extérieures.*

La thermodynamique étudie souvent des transformations d'état d'un corps dans lesquelles celui-ci ne subit aucun déplacement d'ensemble, c'est-à-dire dans lesquelles le centre de gravité du corps ou fluide moteur est fixe. Cela équivaut à considérer les phénomènes

---

* En thermodynamique il est convenu de considérer comme étant de signes opposés des flux de chaleur et de travail de même sens par rapport au corps: ceci explique le signe « — » devant AL.

thermodynamiques du point de vue d'un observateur qui est immobile relativement au centre de gravité et se déplace avec lui.

Dans ce cas*, l'énergie externe du corps reste constante et l'on a :

$$Q = \Delta U + AL \text{ kcal.}$$

Si l'on considère 1 kg de matière, on a :

$$q = \Delta u + Al \text{ kcal/kg.} \tag{1-41}$$

L'equation (1-41) est l'expression mathématique du premier principe de la thermodynamique. Elle montre que la quantité de

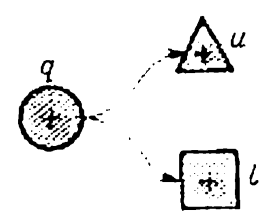


Fig. 7. Schéma explicatif du bilan d'énergie dans une transformation thermodynamique

chaleur cédée à un corps est consommée pour faire varier l'énergie interne de ce corps et pour effectuer un travail extérieur.

On peut représenter cette égalité par un schéma du bilan d'énergie des transformations thermodynamiques (fig. 7).

L'équation du premier principe s'écrit de la façon suivante pour une variation d'état infiniment petite :

$$dq = du + A\,dl. \tag{1-42}$$

D'après l'égalité (1-16), on a $dl = p\,dv$. L'égalité (1-42) peut donc s'écrire :

$$dq = du + Ap\,dv. \tag{1-43}$$

L'expression (1-43) est générale et s'applique aussi bien à un gaz parfait qu'à un gaz réel.

A l'aide de (1-34), l'équation du premier principe pour le cas d'un gaz parfait peut s'écrire comme suit :

$$dq = c_v\,dT + Ap\,dv. \tag{1-44}$$

Utilisons ici l'expression différentielle de l'enthalpie (1-35) : $di = du + Ap\,dv + Av\,dp = dq + Av\,dp$. Nous obtenons alors une nouvelle forme de l'équation du premier principe :

$$dq = di - Av\,dp. \tag{1-45}$$

Il faut remarquer que du est une différentielle totale puisque u est une fonction d'état (c'est-à-dire ne dépendant que de l'état

* L'équation du premier principe de thermodynamique pour un flux de gaz est considérée plus loin (§ 6, chapitre III).

initial et de l'état final), dq et dl sont simplement des grandeurs infiniment petites qui dépendent du parcours suivi par la transformation et ne sont donc pas des différentielles totales. Pour manifester cette différence dans l'écriture on remplace parfois les notations dq et dl par les notations δq et δl.

§ 3. Étude des transformations thermodynamiques principales des gaz parfaits

L'étude des transformations thermodynamiques consiste: a) à établir les lois de variation des variables d'état du fluide moteur au cours de la transformation; b) à expliquer les particularités de la transformation de l'énergie dans la transformation considérée. Dans ce but, on étudie les transformations de la manière suivante:

1) établissement de l'équation de la transformation dans les systèmes de coordonnées pv et Ts;

2) établissement d'une relation entre les variables p, v et T au cours de la transformation;

3) calcul de la variation de l'énergie interne dans la transformation;

4) calcul du travail extérieur fourni par le gaz dans la transformation;

5) calcul de la quantité de chaleur nécessaire pour effectuer la transformation.

Les résultats ainsi obtenus permettent de connaître et d'étudier les particularités de la transformation de l'énergie dans le phénomène considéré.

En même temps, on calcule les variations de l'enthalpie Δi et de l'entropie Δs entre l'état initial et l'état final.

Parmi toutes les transformations possibles, qui sont très nombreuses, nous choisirons tout d'abord les plus simples que l'on appelle également les transformations principales ou fondamentales: transformations à volume constant (v = const), à pression constante (p = const), à température constante (T = const) et à $q = 0$ ou $dq = 0$.

Transformation isochore (v = const). Dans un système de coordonnées pv, le graphique de cette transformation est une droite parallèle à l'axe des pressions (fig. 8, *a*).

Si nous écrivons des équations d'état pour les deux points extrêmes *1* et *2* de la transformation et si nous les divisons membre à membre, nous obtiendrons une relation entre les variables d'état au cours de la transformation isochore:

$$p_1 v = rT_1 ; \quad p_2 v = rT_2$$

ou bien

$$\frac{p_1}{p_2}=\frac{T_1}{T_2}. \tag{1-46}$$

Autrement dit, dans une transformation isochore la pression du gaz est proportionnelle à la température absolue.

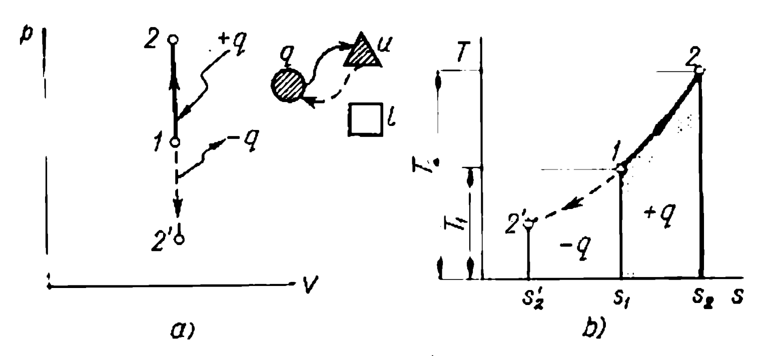


Fig. 8. Graphiques d'une transformation isochore dans des systèmes de coordonnées *pv* et *Ts*

Si l'on se rappelle que la variation de l'énergie interne est indépendante de la forme de la transformation et dépend uniquement de l'état initial et de l'état final, la variation de l'énergie interne dans une transformation isochore, de même que dans toute autre transformation, est exprimée par la relation (1-34):

$$\Delta u = u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1) = c_v (t_2 - t_1) \text{ kcal/kg}. \tag{1-47}$$

Dans une transformation quelconque le travail extérieur a pour valeur:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p\,dv.$$

Dans une transformation isochore $dv = 0$, si bien que $l = 0$.

Dans une transformation isochore nous avons d'après l'égalité (1-42):

$$dq_v = du.$$

Compte tenu de la relation (1-47), nous avons:

$$q_v = u_2 - u_1 = c_v (t_2 - t_1) \text{ kcal/kg}. \tag{1-48}$$

On voit par là que dans une transformation isochore la chaleur est entièrement consommée par la variation de l'énergie interne du gaz.

Il faut remarquer qu'une transformation isochore (fig. 8) peut se faire aussi bien par échauffement (du point *1* au point *2*) que par refroidissement (du point *1* au point *2'*).

L'expression générale de l'enthalpie (1-37) nous permet d'obtenir la variation de cette grandeur au cours de la transformation (dans l'hypothèse d'une chaleur spécifique constante):

$$\Delta i = i_2 - i_1 = c_p (t_2 - t_1) \text{ kcal/kg.} \tag{1-49}$$

De même, la relation générale (1-38) nous permet de calculer la variation de l'entropie (à chaleur spécifique constante) dans une transformation isochore en mettant $c = c_v$:

$$\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} \text{ kcal/kg·deg.} \tag{1-50}$$

Dans cette relation, c_v chaleur spécifique du fluide dans une transformation isochore.

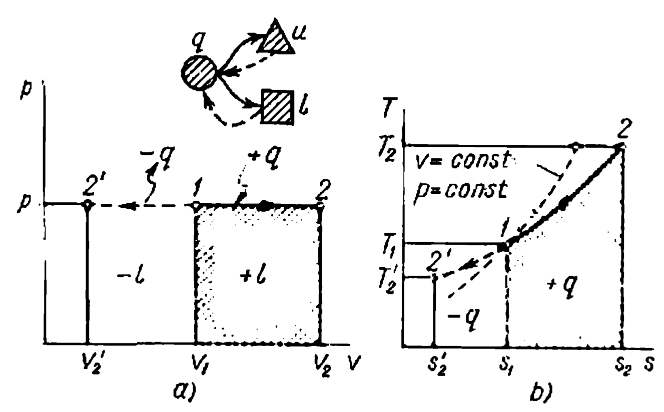


Fig. 9. Graphiques d'une transformation isobare dans des systèmes de coordonnées pv et Ts

L'équation (1-50) montre qu'il existe une relation logarithmique entre l'entropie et la température. Dans un diagramme Ts, cette relation est représentée par une courbe du genre de *1-2* (fig. 8, *b*).

On a vu précédemment que l'aire située sous la courbe de transformation dans le diagramme Ts représente l'échange de chaleur dans cette transformation. Il en résulte que l'aire *1-2*-s_1-s_2 représente la quantité de chaleur q nécessaire à la réalisation de la transformation isochore. La transformation *1-2* correspond à la fourniture d'une certaine quantité de chaleur au fluide et à une augmentation de l'entropie. Dans la transformation *1-2'*, qui s'effectue en sens contraire, c'est-à-dire avec une diminution de l'entropie, le fluide cède de la chaleur. Le schéma de ce bilan d'énergie est représenté par la fig. 8,*a*.

Transformation isobare (p = const). D'après la définition même de cette transformation son équation dans un système de coordonnées pv s'écrit: p = const. Dans un diagramme pv, une isobare est donc représentée par une droite *1-2* parallèle à l'axe des volumes (v) (fig. 9,*a*).

On établit la relation entre les variables d'état de la même façon que pour une transformation isochore. Nous écrivons des équations d'état pour les deux points *1* et *2* de la transformation :

$$pv_1 = rT_1 ; \quad pv_2 = rT_2$$

et nous divisons ces deux égalités membre à membre, ce qui donne :

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2} . \tag{1-51}$$

On voit donc que le volume du gaz augmente avec sa température.

La variation de l'énergie interne dans cette transformation est donnée par l'égalité (1-34) :

$$\Delta u = c_v (t_2 - t_1) \text{ kcal/kg.}$$

En utilisant l'expression générale du travail extérieur :

$$l = \int_1^2 p\, dv$$

et en remarquant que l'on a p = const dans une transformation isobare, nous obtenons l'expression générale suivante du travail extérieur fourni dans une transformation isobare :

$$l = p \int_{v_1}^{v_2} dv = p (v_2 - v_1). \tag{1-52}$$

D'après l'équation d'état des gaz parfaits, nous avons :

$$v_1 = \frac{rT_1}{p} \quad \text{et} \quad v_2 = \frac{rT_2}{p} .$$

Si nous introduisons ces valeurs dans la relation (1-52), nous obtenons :

$$l = r (T_2 - T_1). \tag{1-53}$$

Si la quantité de gaz subissant la transformation est non pas 1 kg mais G kg, le travail a pour valeur :

$$L = Gr (T_2 - T_1). \tag{1-54}$$

La relation (1-53) montre que la *constante des gaz r est égale au travail spécifique* * *de détente effectué par un gaz dans une transformation à pression constante, lorsque la température de ce gaz varie d'un degré.*

On peut calculer la quantité de chaleur nécessaire à cette transformation soit en partant de la chaleur spécifique particulière

* Le travail spécifique est le travail effectué par 1 kg de gaz.

à cette transformation, soit en partant du premier principe de la thermodynamique.

On a d'après (1-24):

$$dq_p = c_p\, dT,$$

où c_p chaleur spécifique isobare du gaz.

Dans une transformation finale, de *1* à *2*, on a:

$$q_p = c_p (T_2 - T_1) \text{ kcal/kg.} \tag{1-55}$$

Les équations (1-55) et (1-37) nous donnent une expression plus générale de la quantité de chaleur correspondant à une transformation isobare:

$$q_p = i_2 - i_1. \tag{1-56}$$

On voit donc que la quantité de chaleur isobare (c'est-à-dire nécessaire à l'exécution d'une transformation isobare) est égale à la variation d'enthalpie dans cette transformation.

On peut également calculer la variation isobare d'entropie à partir de l'expression générale (1-38) en posant $c = c_p$:

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} \tag{1-57}$$

On voit ainsi que dans un diagramme *Ts* la transformation isobare est représentée par une courbe logarithmique (fig. 9,*b*). Sur cette même figure, la transformation isochore est représentée en pointillé. Comme c_p est plus grand que c_v, le coefficient angulaire de l'isobare *1-2* est plus faible que celui de l'isochore. La transformation *1-2* (détente ou expansion) nécessite un apport de chaleur (q positif), tandis que la transformation *1-2'* (compression) correspond à une diminution de l'entropie, c'est-à-dire à une cession de chaleur par le fluide au milieu extérieur (q négatif). Le bilan d'énergie est représenté schématiquement sur la fig. 9,*a*.

Transformation isothermique ($T = \text{const}$). L'équation de cette transformation découle de l'équation d'état:

$$pv = \text{const.} \tag{1-58}$$

On voit donc que dans un diagramme *pv* la transformation isotherme est représentée par une hyperbole équilatère (fig. 10,*a*).

On obtient les relations entre les variables d'état à partir de l'équation (1-58):

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}. \tag{1-59}$$

La variation de l'énergie interne d'un gaz parfait dans une transformation isothermique $\Delta u = 0$, puisque $dT = 0$. En conséquence,

la totalité de la chaleur cédée au fluide dans cette transformation est consommée par le travail de détente.

On peut calculer le travail extérieur dans cette transformation en y remplaçant p par $p = \frac{rT}{v}$ de l'équation d'état.

Après avoir fait sortir du signe d'intégration les grandeurs constantes, on obtient:

$$l = rT \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = rT \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad (1\text{-}60)$$

ou encore, en remarquant que

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2},$$

$$l = rT \ln \frac{p_1}{p_2}. \qquad (1\text{-}61)$$

La quantité de chaleur nécessaire pour effectuer cette transformation est égale au travail extérieur puisque $\Delta u = 0$:

$$q = Al = ArT \ln \frac{v_2}{v_1} \text{ kcal/kg} \qquad (1\text{-}62)$$

ou bien d'après (1-19):

$$q = T(s_2 - s_1). \qquad (1\text{-}63)$$

D'après la relation (1-40), la variation de l'enthalpie au cours d'une transformation isothermique est nulle puisque $dT = 0$.

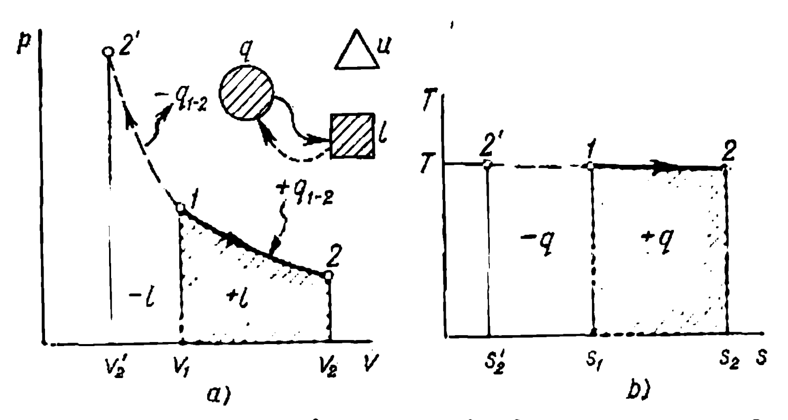


Fig. 10. Graphiques d'une transformation isothermique dans des systèmes de coordonnées *pv* et *Ts*

On obtient la variation d'entropie dans une transformation isothermique à l'aide des relations (1-62) et (1-63):

$$\Delta s = s_2 - s_1 = Ar \ln \frac{v_2}{v_1} \text{ kcal/kg·deg.} \qquad (1\text{-}64)$$

Dans un diagramme Ts, une isotherme est une droite parallèle à l'axe des abscisses (fig. 10,b).

Transformation adiabatique ($dq = 0$; $q = 0$). Nous pouvons obtenir l'équation d'une transformation adiabatique dans un système

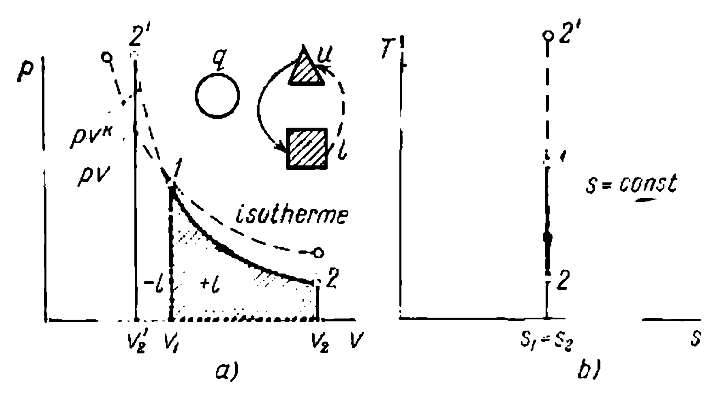


Fig. 11. Représentations graphiques d'une transformation adiabatique dans des diagrammes pv et Ts

de coordonnées pv à l'aide du premier principe de la thermodynamique :

$$dq = du + Ap\,dv,$$

$$dq = di - Av\,dp$$

et en tenant compte des particularités des gaz parfaits :

$$du = c_v\,dT \quad \text{et} \quad di = c_p\,dT.$$

On a donc :

$$dq = c_v\,dT + Ap\,dv = 0 \quad \text{ou} \quad c_v\,dT = -Ap\,dv,$$

$$dq = c_p\,dT - Av\,dp = 0 \quad \text{ou} \quad c_p\,dT = Av\,dp,$$

d'où

$$\frac{c_p}{c_v} = k = -\frac{v\,dp}{p\,dv}$$

ou

$$kp\,dv + v\,dp = 0.$$

L'intégration de cette dernière équation nous donne l'équation de la transformation

$$pv^k = \text{const.} \tag{1-65}$$

Dans cette équation k est l'exposant de la transformation adiabatique. Si les chaleurs spécifiques sont constantes, k est indépendant de la température.

Dans un diagramme pv les courbes adiabatiques sont des hyperboles généralisées (fig. 11,a). Une comparaison d'une adiabatique

avec une isotherme (représentée en pointillé) montre que la variation de pression est plus rapide dans une transformation adiabatique que dans une transformation isothermique.

On a encore la relation suivante entre les variables p et v dans une transformation adiabatique (d'après 1-65):

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k. \tag{1-66}$$

Ecrivons des équations d'état pour deux points de la transformation:

$$p_1v_1 = rT_1 \quad \text{et} \quad p_2v_2 = rT_2,$$

d'où nous tirons:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}\frac{v_2}{v_1}. \tag{1-67}$$

Si dans cette dernière relation nous remplaçons le rapport des pressions par son expression (1-66), nous obtenons:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}, \tag{1-68}$$

ce qui nous donne une relation entre T et v.

Si nous éliminons le rapport $\frac{v_2}{v_1}$ des deux équations (1-66) et (1-68), nous obtenons une relation entre p et T:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \tag{1-69}$$

La relation générale (1-34) nous donne la variation d'énergie interne:

$$\Delta u = c_v (t_2 - t_1) \text{ kcal/kg}.$$

On peut calculer le travail extérieur en appliquant l'équation du premier principe de la thermodynamique à une transformation adiabatique:

$$0 = du + A\,dl. \tag{1-70}$$

Nous en tirons:

$$dl = -\frac{1}{A}du \quad \text{ou} \quad l = -\frac{1}{A}(u_2 - u_1) \text{ kjoules/kg}. \tag{1-71}$$

Autrement dit, dans une transformation adiabatique le travail équivaut à l'inverse de la variation de l'énergie interne.

A l'aide de l'expression de la variation de l'énergie interne d'un gaz parfait, nous obtenons:

$$l = -\frac{1}{A}c_v(T_2 - T_1) = \frac{c_v}{A}(T_1 - T_2). \tag{1-72}$$

Si d'après (1-25) nous posons: $\frac{c_v}{A} = \frac{r}{k-1}$, nous obtenons:

$$l = \frac{r}{k-1}(T_1 - T_2) \tag{1-73}$$

ou encore, en remplaçant T_1 et T_2 par leurs valeurs résultant des équations d'état,

$$l = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2). \tag{1-74}$$

En transformant la relation (1-73), en tenant compte de (1-70), nous obtenons:

$$l = \frac{rT_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \tag{1-75}$$

On calcule la variation de l'enthalpie dans une transformation adiabatique à l'aide de la relation générale (1-36):

$$\Delta i = c_p (T_2 - T_1) \text{ kcal/kg}.$$

La variation de l'entropie dans une transformation adiabatique est nulle, car d'après la définition même d'une transformation adiabatique $dq = 0$ et $ds = \frac{dq}{T} = 0$. Une transformation adiabatique se déroule donc à entropie constante.

Dans un diagramme *Ts* une adiabatique est une droite verticale (fig. 11,*b*); le parcours *1-2* est une transformation adiabatique de détente et le parcours *1-2'* est une transformation adiabatique de compression.

Transformations polytropiques. On appelle transformation polytropique * une transformation qui satisfait à l'équation

$$pv^n = \text{const},$$

avec n exposant polytropique, susceptible de prendre une valeur quelconque.

Les relations polytropiques permettent d'étudier les phénomènes très divers qui se déroulent dans les machines thermiques.

On peut montrer facilement que les transformations étudiées précédemment sont un cas particulier des transformations polytropiques.

Si, en effet, dans l'équation pv^n = const nous posons $n = 0$, nous obtenons $pv^0 = p$ = const, transformation isobare; $n = \pm\infty$, nous obtenons $p^{\frac{1}{\pm\infty}}v = v$ = const, transformation isochore; $n = 1$, nous obtenons pv = const, transformation isothermique; $n = k$, nous obtenons pv^k = const, transformation adiabatique.

* « Polytropique » provient du grec « poly » — beaucoup et « tropos » — chemin, direction.

Dans une transformation polytropique, la relation entre les variables d'état et l'expression du travail sont les mêmes que dans une transformation adiabatique, puisque l'équation d'une transformation polytropique a la même forme que celle d'une transformation adiabatique (l'exposant k y étant remplacé par l'exposant n):

$$\frac{p_1}{p_2}=\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n;\quad \frac{T_1}{T_2}=\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{n-1};\quad \frac{T_1}{T_2}=\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}. \tag{1-76}$$

Il en est de même pour l'expression du travail extérieur:

$$l=\frac{r}{n-1}(T_1-T_2)=\frac{rT_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]. \tag{1-77}$$

Dans une transformation polytropique la variation de l'énergie interne est donnée par l'expression générale établie pour les gaz parfaits :

$$\Delta u=c_v(T_2-T_1).$$

On peut calculer la quantité de chaleur d'une transformation polytropique à l'aide du premier principe de la thermodynamique (1-41) :

$$q_n=\Delta u+Al=c_v(T_2-T_1)+A\frac{r}{n-1}(T_2-T_1)\ \text{kcal/kg} \tag{1-78}$$

ou encore, si l'on utilise la notion de chaleur spécifique ou capacité calorifique de la transformation [relation (1-27)]:

$$q_n=c_n(T_2-T_1). \tag{1-79}$$

Dans cette dernière relation c_n représente la chaleur spécifique du gaz dans une transformation polytropique. Cette grandeur est constante dans la transformation considérée.

Les relations (1-78) et (1-79) nous donnent:

$$c_n(T_1-T_2)=c_v(T_2-T_1)+A\frac{r}{n-1}(T_2-T_1).$$

En éliminant $(T_1 - T_2)$ dans les deux membres de cette égalité et remarquant que

$$Ar=c_p-c_v=c_v(k-1),$$

on obtient l'expression de la chaleur spécifique d'une transformation polytropique:

$$c_n=c_v\frac{n-k}{n-1}. \tag{1-80}$$

Les relations (1-79) et (1-80) nous permettent maintenant de calculer la quantité de chaleur d'une transformation polytropique:

$$q_n = c_v \frac{n-k}{n-1}(T_2 - T_1). \qquad (1\text{-}81)$$

Nous pouvons calculer facilement l'exposant polytropique n, si nous connaissons p et v pour deux points de la transformation. La première relation (1-76) nous donne en effet:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n$$

ou

$$\lg \frac{p_1}{p_2} = n \lg \frac{v_2}{v_1},$$

donc

$$n = \frac{\lg \frac{p_1}{p_2}}{\lg \frac{v_2}{v_1}}. \qquad (1\text{-}82)$$

On peut déterminer la variation polytropique d'entropie à partir de la relation (1-38):

$$\Delta s = c_n \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

Compte tenu de la relation (1-80), on obtient:

$$\Delta s = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}. \qquad (1\text{-}83)$$

Pour pouvoir suivre les transformations polytropiques correspondant à diverses valeurs de n, on trace sur les diagrammes pv et Ts les courbes correspondant à certaines valeurs particulières de n et permettant de déterminer les positions relatives des courbes polytropiques correspondant à d'autres valeurs de n, ou encore de trouver les signes de q et de Δu (ΔT) dans ces dernières transformations (fig. 12).

Il est intéressant de remarquer que toutes les transformations polytropiques de détente ($\Delta v > 0$) peuvent être réparties en trois groupes et que le bilan d'énergie reste qualitativement le même dans chacun de ces groupes. Mais les valeurs individuelles de chacune des trois composantes du bilan d'énergie varient à l'intérieur de chaque groupe.

Le tableau 2 montre le caractère particulier de chacun de ces trois groupes.

E x e m p l e 7. On refroidit 10 kg d'air de 100 à 10° C dans un récipient fermé. Trouver la pression finale de l'air p_2 après refroidissement et la quantité de chaleur perdue par l'air, la pression initiale étant $p_1 = 1{,}5$ at. abs. On admettra que la chaleur spécifique de l'air est constante $c_v = 0{,}1711$ kcal/kg·deg.

Tableau 2

Groupe	Valeurs extrêmes de n	Δu	q	Chaleur spécifique de la transformation	Schéma de la transformation d'énergie
I	$(-\infty) < n < 1$	$\Delta u > 0$	$q > 0$	$c_n > 0$	
II	$1 < n < k$	$\Delta u < 0$	$q > 0$	$c_n < 0$	
III	$k < n < (+\infty)$	$\Delta u < 0$	$q < 0$	$c_n > 0$	

D'après la relation (1-46) nous avons:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{100+273}{10+273} = \frac{373}{283} = 1,32,$$

d'où nous tirons:

$$p_2 = \frac{p_1}{1,32} = \frac{1,5}{1,32} = 1,14 \text{ at. abs.}$$

Nous avons d'après (1-48):

$$q_v = c_v (t_2 - t_1) = 0,1711 (10 - 100) = -15,4 \text{ kcal/kg},$$

avec $G = 10$ kg nous avons:

$$Q = Gq_v = 10(-15,4) = -154 \text{ kcal}.$$

(Le signe négatif indique que la chaleur est perdue par l'air).

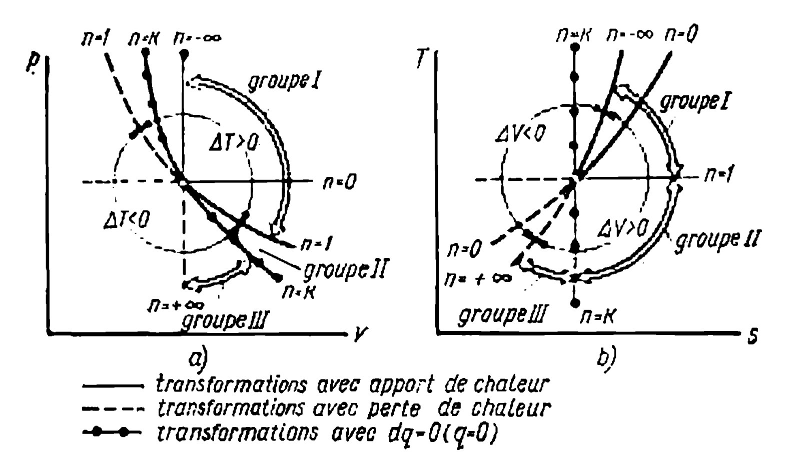


Fig. 12. Représentations graphiques de cas particuliers de transformations polytropiques sur des diagrammes pv et Ts

E x e m p l e 8. Un certain volume d'oxygène de 2 kg de masse se trouvant à une température de 27° C augmente de 50% quand on le chauffe à une pression constante $p = 3$ at. abs. Calculer la quantité de chaleur nécessaire à ce chauf-

fage et les quantités de chaleur consommées par la variation d'énergie interne et par le travail extérieur. On posera $c_p = 0{,}2185$ kcal/kg °C.

On a d'après (1-51) :

$$T_2 = \frac{v_2}{v_1} T_1 = (27+273)\cdot 1{,}5 = 450\ °K\ ;$$

$$t_2 = T_2 - 273 = 450 - 273 = 177\ °C.$$

D'après (1-55), on a :

$$q_p = c_p (t_2 - t_1) = 0{,}2185\cdot 150 = 32{,}8\ \text{kcal/kg}\ ;$$

$$Q = Gq_p = 2\cdot 32{,}8 = 65{,}6\ \text{kcal}.$$

D'après (1-54), on a :

$$L = Gr\,(t_2 - t_1) = 2\cdot\frac{8{,}314}{32}\cdot 150 = 78\ \text{kJ}.$$

Quantité de chaleur transformée en travail extérieur:

$$AL = \frac{78}{4{,}18} = 18{,}6\ \text{kcal}.$$

Quantité de chaleur consommée par la variation de l'énergie interne:

$$\Delta U = Q - AL = 65{,}6 - 18{,}6 = 47\ \text{kcal}.$$

E x e m p l e 9. On comprime une quantité d'air de 2 kg: isothermiquement ($n = 1$), adiabatiquement ($n = 1{,}4$) et polytropiquement avec $n = 1{,}3$. Dans ces trois cas le volume se trouve divisé par 5. Pour chacun de ces trois cas calculer les valeurs finales des variables d'état, la variation d'énergie interne, le travail dépensé, la quantité de chaleur de la transformation et la variation d'entropie, avec $t_1 = 17°$ C et $p_1 = 2$ bars abs. Représenter les trois transformations dans des diagrammes pv et Ts.

Compression isothermique. La relation (1-3) nous donne le volume initial :

$$V_1 = \frac{GrT_1}{p_1} = \frac{2\cdot 288\cdot 290}{2\cdot 10^5} = 0{,}835\ \text{m}^3.$$

Volume final:

$$V_2 = \frac{V_1}{5} = \frac{0{,}835}{5} = 0{,}167\ \text{m}^3.$$

La relation (1-59) nous permet de calculer la pression finale :

$$p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2} = 2\cdot 5 = 10\ \text{bars}.$$

Comme la transformation est isotherme t = const, on $t_1 = t_2 = 17$ °C et la variation d'énergie interne est la suivante :

$$\Delta u = c_v (t_2 - t_1) = 0.$$

Travail effectué dans la transformation :

$$L = GrT_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = 2\cdot 288\cdot 290\cdot 2{,}3 \lg \frac{1}{5} = -2{,}68\cdot 10^5\ \text{joules}.$$

$$L = -268\ \text{kilojoules}.$$

Quantité de chaleur dans la transformation :

$$Q = AL = -\frac{1}{4{,}18}\cdot 268 = -64\ \text{kcal (chaleur cédée)}.$$

Variation d'entropie :

$$\Delta s = Ar \ln \frac{V_2}{V_1} = \frac{288}{4\,186,8} \cdot 2,3 \lg \frac{1}{5} = -0,11 \text{ kcal/kg·deg.}$$

Compression adiabatique. Volume initial $V_1 = 0,835$ m³ ; volume final $V_2 = 0,167$ m³, de même que dans la compression isotherme.

A l'aide de la relation (1-67)

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k,$$

dans laquelle $k = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = \frac{7}{5} = 1,4$ pour un gaz biatomique, nous obtenons la pression finale : $p_2 = 2 \cdot 5^{1,4} = 19$ bars abs.

Nous calculons la température en fin de compression adiabatique par la relation (1-69) :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = 290 \cdot 5^{0,4} = 550 \text{ °K.}$$

Calcul du travail effectué à l'aide de la relation (1-73) :

$$l = \frac{r}{k-1}(T_1 - T_2) = \frac{288}{1,4-1}(290 - 550) = -187 \cdot 10^3 \text{ joules/kg} = -187 \text{ kJ/kg}$$

Avec $G = 2$ kg nous obtenons :

$$L = G \cdot l = 2(-187) = -374 \text{ kJ.}$$

Variation de l'énergie interne :

$$\Delta U = AL = \frac{1}{4,18} \cdot (-374) = -89,5 \text{ kcal.}$$

Chaleur de transformation : $q = 0$.

Variation de l'entropie de l'air dans la transformation : $\Delta s = 0$, $s = \text{const.}$

Compression polytropique. Nous calculons la pression finale de compression par la relation [illegible]:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n = 2 \cdot 5^{1,3} = 16,2 \text{ bars abs.}$$

Nous pouvons calculer la température finale par la relation (1-76) ou bien à l'aide de l'équation d'état :

$$p_2 V_2 = G r T_2,$$

nous en tirons :

$$T_2 = \frac{p_2 V_2}{Gr} = \frac{16,2 \cdot 10^5 \cdot 0,167}{2 \cdot 288} = 470 \text{ °K,}$$

où

$$V_2 = \frac{V_1}{5} = \frac{0,835}{5} = 0,167 \text{ m}^3.$$

Travail effectué dans la transformation :

$$l = \frac{r}{n-1}(T_1 - T_2) = \frac{288}{1,3-1}(290 - 470) = -173 \cdot 10^3 \text{ J/kg} = -173 \text{ kJ/kg ;}$$

$$L = Gl = -2 \cdot 173 = -346 \text{ kJ.}$$

Variation d'énergie interne, avec $c_v = \text{const}$:

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1) = \frac{\mu c_v}{\mu}(T_2 - T_1) = \frac{5}{28,96}(470 - 290) = 31,2 \text{ kcal/kg ;}$$

$$\Delta U = G \Delta u = 2 \cdot 31,2 = 62,4 \text{ kcal.}$$

Chaleur de la transformation :

$$Q = \Delta U + AL = 62,4 - \frac{1}{4,18} \cdot 346 = -20,4 \text{ kcal.}$$

On obtient la variation d'entropie de l'air à l'aide de la relation (1-83):

$$\Delta s = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1} = \frac{5}{28,96} \frac{1,3-1,4}{1,3-1} 2,3 \lg \frac{470}{290} = -0,0278 \text{ kcal/kg·deg.}$$

Les résultats des calculs sont indiqués ci-dessous dans le tableau 3.

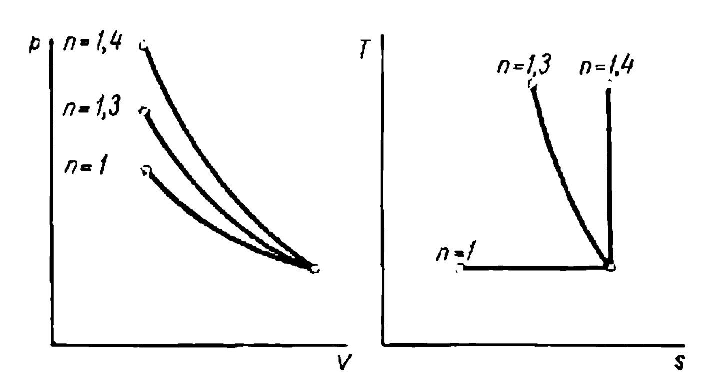


Fig. 13. Positions relatives de diverses courbes de compression polytropique dans les diagrammes pv et Ts

La fig. 13 montre les positions relatives de diverses courbes de compression.

Tableau 3

	n	p_1	V_1	T_1	V_2	p_2	T_2	L	U	Q	Δs
isotherme	1	2	0,835	290	0,167	10	290	—268	0	—64	0,11
polytropique . . .	1,3	2	0,835	290	0,167	16,2	470	—346	62,4	—20,4	—0,028
adiabatique . . .	1,4	2	0,835	290	0,167	19	550	—374	89,5	0	0

Chapitre III

ÉTUDE DE LA VAPEUR D'EAU

§ 1. Représentation de l'évaporation dans les diagrammes *pv* et *Ts*

La vapeur d'eau est un fluide moteur qui est employé d'une façon extrêmement large en thermique. Cela s'explique par les raisons suivantes: 1) l'eau est le liquide le plus répandu dans la nature; 2) l'eau et la vapeur d'eau possèdent des propriétés thermodynamiques particulièrement avantageuses; 3) l'eau et la vapeur d'eau n'ont aucun effet nuisible sur les métaux ni sur les organismes vivants.

La vapeur constitue un état intermédiaire entre le liquide et le gaz. A température élevée et à basse pression les propriétés de la vapeur sont voisines de celles des gaz parfaits. Dans les moteurs à vapeur et les appareils d'échange de chaleur on utilise la vapeur à des pressions et températures qui ne permettent pas de lui appliquer les lois et les formules des gaz parfaits. Dans de telles conditions, on considère la vapeur comme un gaz réel et on lui applique l'équation d'état correspondante (voir ch. I, § 1). Les équations d'état qui sont les plus exactes pour la vapeur d'eau sont très complexes et nécessitent des calculs considérables. Pour cette raison, les calculs habituels emploient des tableaux et des diagrammes qui ont été établis d'après des résultats expérimentaux.

M. Voukalovitch, V. Kirilline, I. Novikov, D. Timrot et N. Vargaftik ont effectué des travaux considérables à l'Institut d'Energétique de Moscou et à l'Institut de Thermique de l'Union Soviétique en vue d'obtenir des tableaux et diagrammes précis des caractéristiques de la vapeur d'eau.

On peut obtenir de la vapeur à partir d'un liquide par évaporation et ébullition.

L'*évaporation* est une formation de vapeur qui se produit seulement sur la surface du liquide. Ce phénomène se produit à toutes les températures et consiste dans le fait que des molécules particulièrement actives se détachent du liquide.

L'*ébullition* est une formation tumultueuse de vapeur qui se produit dans toute la masse du liquide lorsqu'on communique à celui-ci une certaine quantité de chaleur à travers la paroi du récipient qui le contient. Les bulles de vapeur qui se forment contre les parois du récipient et à l'intérieur du liquide en se dilatant, s'élèvent jusqu'à la surface libre.

La *condensation* est la transformation de la vapeur en liquide, résultant du fait que cette vapeur perd de la chaleur.

Les transformations énergétiques qui se produisent dans les installations motrices à vapeur sont caractérisées par des changements d'état du fluide moteur qui passe de l'état liquide à l'état de vapeur et inversement.

Dans les chaudières à vapeur la formation de vapeur se produit à pression constante. Nous étudierons ce phénomène dans les diagrammes pv et Ts (fig. 14).

Supposons qu'une masse d'eau de 1 kg se trouve dans une chaudière à vapeur sous la pression p, à la température initiale de 0°C et occupe un volume initial v_0. Cet état est représenté par le point a sur les diagrammes. Si l'on chauffe cette eau à pression constante, sa température et son volume spécifique augmentent. Mais la température n'augmentera que jusqu'à une certaine valeur déterminée. Cet état correspondra au début de l'ébullition. Il est indiqué sur les

diagrammes par le point *b*. Si l'on continue à céder de la chaleur au fluide, on augmente la concentration pondérale de la vapeur x kg et l'on réduit la concentration pondérale de l'eau $(1 - x)$ kg.

Le point *c* correspond à l'instant où le liquide est complètement transformé en vapeur $(x = 1)$ dont le volume est v''. L'expérience montre que la température reste constante et égale à la température de l'eau au point *b* pendant toute la période de production de vapeur qui correspond au segment de droite *b-c*.

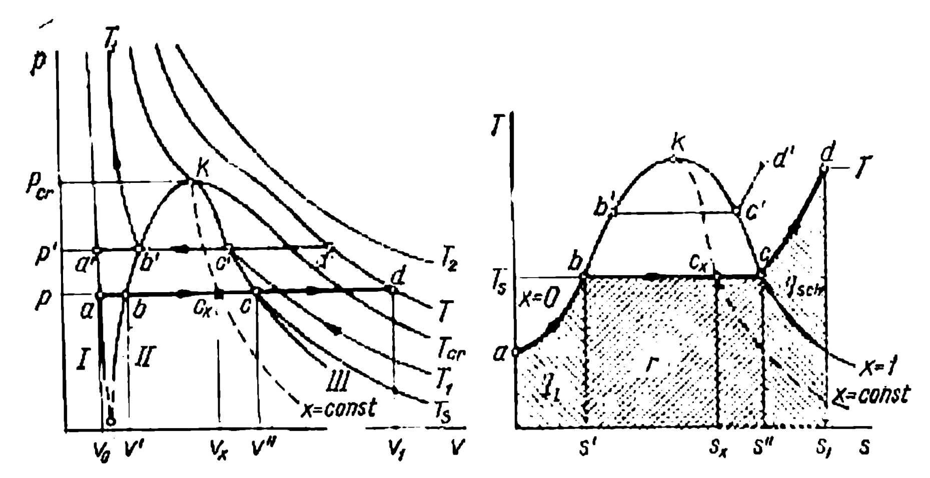


Fig. 14. Représentations de la formation de vapeur dans les diagrammes *pv* et *Ts*

Cette température s'appelle *température d'ébullition* ou *température de saturation* (t_s). Si on continue à fournir de la chaleur à la vapeur, sa température et son volume augmenteront (segment de droite *c-d*).

Entre les états *b* et *c* le fluide moteur est constitué par de l'eau et de la vapeur qui se trouvent en état d'équilibre *. L'état correspondant de la vapeur est appelé *état saturé*.

La vapeur saturée peut être sèche ou humide. Au point *c*, où l'eau est complètement transformée en vapeur $(x = 1)$, on dit que la vapeur est *saturée et sèche*, ou plus simplement la *vapeur sèche*. C'est un état instable: à la suite d'un refroidissement infiniment faible effectué à pression constante une partie de la vapeur se transforme en liquide, sans que la température varie. Un mélange de vapeur avec des gouttelettes d'eau extrêmement petites, qui se trouvent en suspension dans cette vapeur, est appelé la *vapeur saturée humide*, ou plus simplement la *vapeur humide*. Le segment de droite *b-c* correspond donc à la vapeur humide.

---

* Dans un tel état d'équilibre, le nombre des molécules qui s'échappent du liquide est égal au nombre des molécules qui retombent dans ce liquide.

La proportion ou concentration massique de vapeur saturée sèche dans une vapeur humide est appelée *degré de sécheresse* et notée x; la concentration d'eau contenue dans une vapeur humide (égale à $1 - x$) est appelée *humidité relative de la vapeur*.

La température de la vapeur saturée est égale à la température d'ébullition t_s. Elle dépend de la pression de la vapeur.

Si l'on continue à fournir de la chaleur à pression constante à la vapeur saturée sèche (point c), le volume et la température de cette vapeur augmentent (segment de droite c-d). On appelle *vapeur surchauffée* un état de la vapeur dans lequel $v > v''$ et $t > t_s$.

On voit donc que le fait de céder de la chaleur à l'eau dans une chaudière à vapeur à pression constante provoque les modifications suivantes: sur le segment de l'isobare a-b (fig. 14) le liquide se réchauffe jusqu'à la température d'ébullition t_s. Le segment de l'isobare b-c correspond à l'évaporation.

Cette transformation est également isothermique. Le long du segment c-d la vapeur se surchauffe jusqu'à la température voulue t, en suivant l'isobare c-d qui est un segment de courbe logarithmique dans le diagramme Ts.

Si l'on prend de l'eau à une autre pression p' (point a') et si on lui fournit de la chaleur, on obtient de nouveaux points caractéristiques b' et c' qui correspondent au début et à la fin de l'évaporation. Si nous réunissons entre eux les points a, a', . . .; b, b', . . .; c, c', . . ., nous obtenons trois courbes *I*, *II*, *III*. Dans le diagramme pv la courbe *I* correspond à divers états de l'eau à pression variable et à température constante $t = 0$ °C. Comme l'eau est très peu compressible, la courbe *I* est une droite qui est presque parallèle à l'axe des ordonnées. La courbe *II* correspond au début de la production de vapeur aux diverses pressions. On l'appelle *courbe frontière inférieure*, ou *courbe liquide*. Les points qui représentent la vapeur sèche aux diverses pressions forment la *courbe frontière supérieure*, ou courbe de vapeur saturée sèche (courbe *III*).

Si l'on fait croître la pression, les courbes *II* et *III* se rencontrent en un certain point k appelé le point *critique*. Ce point k représente un certain état critique ou état limite de la matière dans lequel il n'existe pas de différence entre l'état liquide et l'état de vapeur.

Les valeurs des variables d'état qui correspondent à ce point sont appelées les caractéristiques critiques du corps considéré. Les caractéristiques critiques de l'eau ont les valeurs suivantes d'après M. Voukalovitch:

$$p_k = 221 \text{ bars}; \quad t_k = 374{,}15 \text{ °C};$$
$$v_k = 0{,}00326 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Sur le diagramme pv suivons des courbes de compression isotherme de la vapeur à une température inférieure à la température criti-

que (isotherme T_1c', b', T_1) et à des températures supérieures à la température critique (isothermes T et T_2). Il est facile de voir que la condensation d'une vapeur surchauffée (c'est-à-dire d'un gaz) n'est possible qu'à une température inférieure à la température critique, car c'est seulement dans ce cas que les isothermes coupent la courbe frontière inférieure et passent dans la région du liquide. Les isothermes correspondant à des températures supérieures à la température critique ne comportent aucun point anguleux et sont voisines des courbes isothermes des gaz parfaits (isotherme T_2).

§ 2. Détermination des variables d'état de la vapeur d'eau

Comme la compressibilité de l'eau est négligeable (sauf aux températures très élevées), on ne tient pas compte de l'influence de la pression sur la variation des paramètres d'état du liquide.

On convient de compter les grandeurs u, i' et s de l'eau à partir du point de la courbe liquide II (fig. 14) pour lequel $t_s = 0$ °C, $p_{so} = 0{,}00623$ at. abs. (point O). Dans cet état du fluide, on a $u_0 = 0$, $i_0 = 0$ et $s_0 = 0$. Dans un diagramme Ts, le point a correspond donc aux états de l'eau à $t = 0$ °C et à diverses pressions. Les valeurs des variables d'état de l'eau sur la courbe II ($x = 0$) aux autres températures sont représentées dans des tableaux (p_s, v', i', s').

L'énergie interne de l'eau portée à la température d'ébullition (point b) peut être calculée par la relation suivante:

$$u' = i' - Ap_sv' \text{ kcal/kg.}$$

Si nous remarquons que la grandeur Ap_sv' est relativement petite aux températures modérées, nous pouvons poser approximativement $u' = i'$, en représentant par i' l'enthalpie du liquide comptée à partir de sa valeur nulle.

La quantité de chaleur nécessaire pour réchauffer 1 kg d'eau depuis 0 °C jusqu'à la température d'ébullition t_s est appelée *chaleur du liquide*. Si nous remarquons que la transformation a-b est une transformation isobare, la chaleur du liquide a pour valeur:

$$q_l = i' - i_0 = c_p(t_s - 0) = c_pt_s \approx i' \text{ kcal/kg.} \qquad (1\text{-}84)$$

Tant que $t_s < 100$ °C, on peut admettre que $i' \approx t_s$, parce que la chaleur spécifique c_p de l'eau est voisine de l'unité dans tout cet intervalle de température.

Dans un diagramme Ts (fig. 14), la chaleur du liquide q_l ainsi que l'enthalpie du liquide i' sont représentées par l'aire hachurée qui se trouve sous la courbe a-b.

On peut calculer l'entropie d'un liquide bouillant par la relation suivante :

$$ds = \frac{dq}{T} = c_p \frac{dT}{T} \approx \frac{dT}{T} \quad (\text{avec } c_p \approx 1),$$

d'où

$$s' - s_0 = s' = \int_{273}^{T_s} \frac{dT}{T} = \ln \frac{T_s}{273}. \qquad (1\text{-}85)$$

Vapeur saturée sèche (point c). Les variables d'état d'une vapeur saturée sèche sont parfaitement déterminées par la pression ou bien par la température de cette vapeur. Les grandeurs v'', i'' et s'' sont données par des tableaux en fonction de p_s ou de t_s. On calcule u'' par la formule :

$$u'' = i'' - Ap_s v'' \text{ kcal/kg}.$$

La quantité de chaleur nécessaire pour transformer le liquide bouillant en vapeur sèche est appelée la *chaleur latente de vaporisation*, ou *chaleur de vaporisation r*.

L'équation du premier principe de la thermodynamique appliquée à la transformation b-c nous donne :

$$r = u'' - u' + Ap_s (v'' - v').$$

Il en résulte que la chaleur latente de vaporisation est consommée d'une part dans le travail de détente et d'autre part dans la variation d'énergie interne à température constante (c'est-à-dire contre les forces d'adhérence entre les molécules, ou bien dans un travail de désagrégation). Si nous posons

$$u'' - u' = \rho \quad \text{et} \quad Ap_s (v'' - v') = \psi,$$

nous obtenons :

$$r = \rho + \psi. \qquad (1\text{-}86)$$

La grandeur ρ est appelée *chaleur interne de vaporisation* tandis que la grandeur ψ est la *chaleur externe de vaporisation*. Dans un diagramme Ts, la chaleur de vaporisation est représentée par l'aire hachurée qui se trouve sous la droite b-c. L'enthalpie de la vapeur sèche est alors :

$$i'' = i' + r. \qquad (1\text{-}87)$$

Elle est représentée par l'aire $abcs''s'a$. Comme la température reste constante pendant la vaporisation, on peut calculer l'entropie de la vapeur sèche par la relation suivante :

$$s'' = s' + \frac{r}{T_s} \text{ kcal/kg} \cdot \text{deg}. \qquad (1\text{-}88)$$

Vapeur saturée humide. La vapeur saturée humide est un mélange qui contient en poids x parties de vapeur saturée sèche à la température T_s et $1 - x$ parties d'eau liquide à la même température. Le volume d'une vapeur humide à un degré de sécheresse x (point c_x sur la fig. 14) a donc pour valeur *:

$$v_x = xv'' + (1 - x) v' \approx xv''. \qquad (1\text{-}89)$$

On peut évidemment calculer l'enthalpie et l'entropie d'une vapeur humide par les relations suivantes:

$$i_x = i' + rx \text{ kcal/kg}; \qquad (1\text{-}90)$$

$$s_x = s' + \frac{xr}{T_s} \text{ kcal/kg}\cdot\text{deg}. \qquad (1\text{-}91)$$

L'énergie interne d'une vapeur humide a pour valeur:

$$u_x = i_x - Apv_x \text{ kcal/kg}. \qquad (1\text{-}92)$$

Vapeur surchauffée (point d). A la différence de l'état de vapeur saturée l'état de vapeur surchauffée est défini non pas par une seule variable mais par deux variables indépendantes — la pression et la température. On calcule le volume d'une vapeur surchauffée à l'aide des équations d'état établies pour la vapeur surchauffée. Ces équations ont des formes compliquées. Habituellement, on détermine les variables d'état de la vapeur surchauffée d'après des tableaux que l'on peut trouver à la fin du livre.

On obtient une vapeur surchauffée en fournissant à la vapeur saturée sèche une quantité de chaleur supplémentaire, à pression constante:

$$q_{sch} = c_{pm}(t - t_s) = i - i'' \text{ kcal/kg}. \qquad (1\text{-}93)$$

L'enthalpie d'une vapeur surchauffée a pour valeur:

$$i = i'' + c_{pm}(t - t_s) \text{ kcal/kg} \qquad (1\text{-}94)$$

ou encore

$$i = i' + r + c_{pm}(t - t_s) \text{ kcal/kg}.$$

La chaleur totale de la vapeur surchauffée est évidemment représentée dans le diagramme Ts par la surface limitée par la courbe isobare $abcd$ et l'axe des abscisses.

L'énergie interne de la vapeur surchauffée est donnée par la relation

$$u = i - Apv \text{ kcal/kg}.$$

Au cours d'une surchauffe élémentaire à pression constante, l'accroissement élémentaire d'entropie a pour valeur:

$$ds = \frac{c_p\, dT}{T}$$

* Dans les conditions habituelles, le terme $(1 - x)\, v'$ est relativement petit si bien qu'on peut négliger ce deuxième terme dans cette relation.

et pour l'ensemble de la transformation *c-d*:

$$s - s'' = \int_{T_s}^{T} \frac{c_p \, dT}{T} .$$

Si l'on admet que $c_p = \text{const} = c_{pm}$, on peut écrire :

$$s - s'' = c_{pm} \ln \frac{T}{T_s} .$$

L'entropie d'une vapeur surchauffée à la pression p et à la température T a pour valeur :

$$s = s'' + c_{pm} \ln \frac{T}{T_s} \text{ kcal/kg·deg.} \qquad (1\text{-}95)$$

A la différence de ce qui se passe dans un gaz parfait, la chaleur spécifique c_p de la vapeur surchauffée dépend non seulement de la

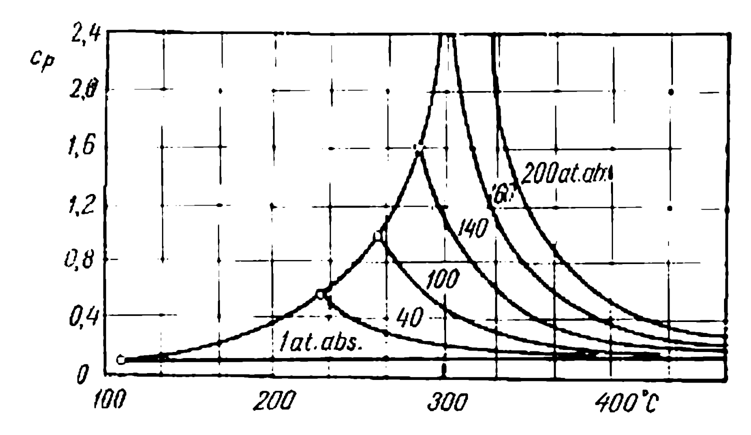


Fig. 15. Variations de la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée en fonction de la température et de la pression

température mais aussi de la pression. De plus, c_p n'est pas une fonction linéaire de la température (voir fig. 15).

§ 3. Diagramme *is* de la vapeur d'eau

L'étude des transformations thermiques utilise beaucoup le diagramme *is* (fig. 16), parce que ce diagramme simplifie considérablement les calculs concernant la vapeur.

On construit le diagramme *is* à l'aide de tableaux numériques : on trace tout d'abord la courbe limite inférieure *a-k* et la courbe limite supérieure *k-c*. Ensuite, on trace les isobares. Dans la région de vapeur saturée, les isobares étant également des isothermes sont des droites. Dans la région de vapeur surchauffée, les isobares et les isothermes se séparent. Les isobares s'élèvent davantage, tandis

que les isothermes tendent vers des horizontales (courbes en pointillé). Dans la région de vapeur humide, on trace aussi des courbes correspondant à des degrés de sécheresse égaux. Enfin, sur ce même diagramme, on trace souvent également des courbes isochores.

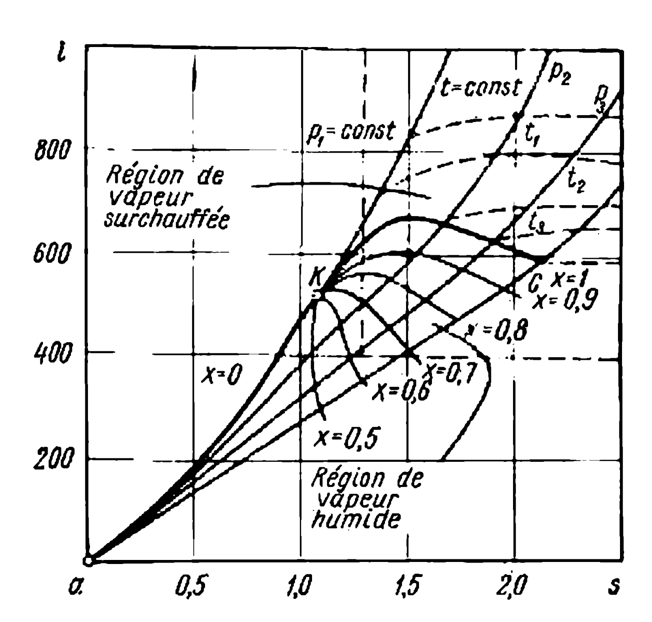


Fig. 16. Diagramme *is* de la vapeur d'eau

Le diagramme *is* possède plusieurs propriétés extrêmement utiles: il permet de calculer rapidement les paramètres de la vapeur avec une précision suffisante, de déterminer l'enthalpie et les différences des enthalpies par des segments de droite, de représenter également d'une façon claire les transformations adiabatiques (ce qui est important dans l'étude des machines à vapeur) et de résoudre divers autres problèmes pratiques. Pour l'emploi pratique du diagramme *is*, on construit habituellement ce qu'on appelle la partie utile de ce diagramme. Sur la fig. 16, cette partie utile est limitée par un contour pointillé.

§ 4. Les transformations thermodynamiques de la vapeur d'eau

Nous avons déjà remarqué que la vapeur d'eau est un gaz réel et par suite ne se conforme pas aux lois simples des gaz parfaits. C'est pourquoi on calcule les transformations de la vapeur d'eau à l'aide de tables, ou bien de graphiques.

L'emploi du diagramme *is* (fig. 17) donne le procédé le plus commode pour évaluer la variation des variables d'état dans les diverses transformations. Il faut accorder une attention particulière

aux diverses lois qui régissent la variation des variables d'état de la vapeur en fonction même de l'état de cette vapeur (vapeur saturée ou vapeur surchauffée). Pour calculer la quantité de travail et la quantité de chaleur correspondant à une transformation, il faut

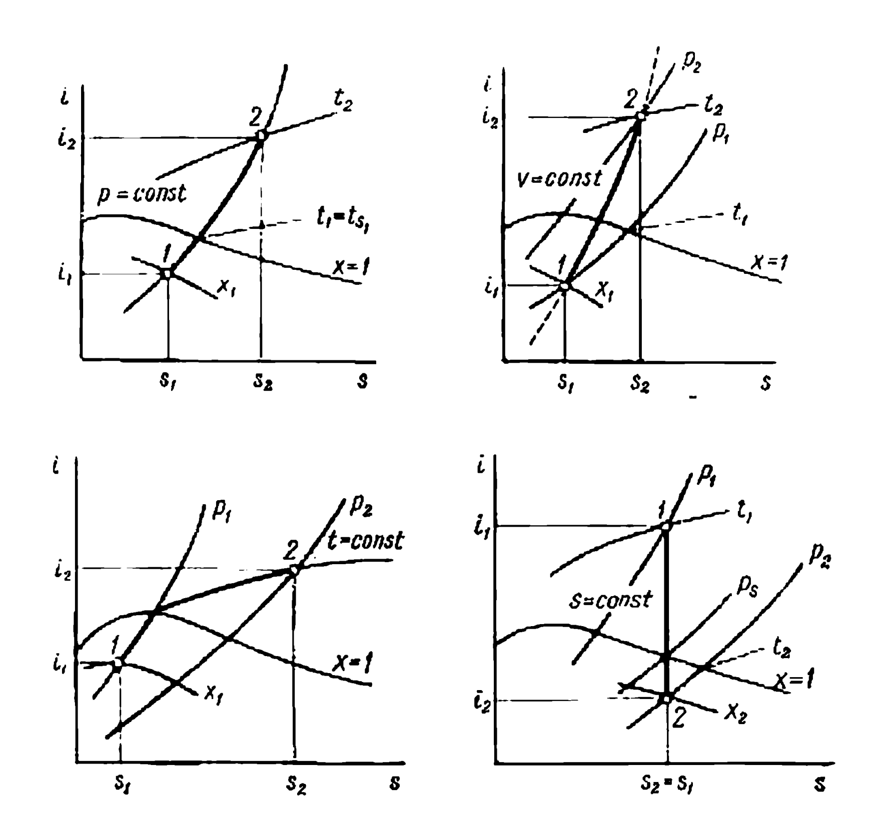


Fig. 17. Représentations graphiques des principales transformations de la vapeur d'eau dans un diagramme *is*

employer les expressions générales qui s'appliquent aussi bien aux gaz parfaits qu'aux gaz réels.

Les rélations indiquées dans le tableau 4 permettent de calculer la quantité de travail et la quantité de chaleur dans les diverses transformations.

Exemple 10. Trouver les valeurs des variables d'état d'une vapeur humide correspondant à la pression $p = 6$ at. abs. et au degré de sécheresse $x = 0{,}94$.

Température $t_s = 158{,}08$ °C.

Volume spécifique:

$$v_x = v''x = 0{,}3214 \cdot 0{,}94 = 0{,}3021 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Enthalpie d'après (1-90) :

$$i_x = i' + rx = 159{,}4 + 498{,}9 \cdot 0{,}94 = 629{,}4 \text{ kcal/kg}.$$

Tableau 4

Transformation	Domaine d'application	Travail	Chaleur
Isochore	Formule générale	$l=0$	$q=u_2-u_1$
	Gaz parfaits	$l=0$	$q=c_v\,(t_2-t_1)$
Isobare	Formule générale	$l=p\,(v_2-v_1)$	$q=i_2-i_1$
	Gaz parfaits	$l=r\,(t_2-t_1)$	$q=c_p\,(t_2-t_1)$
Isotherme	Formule générale	$l=\frac{q-\Delta u}{A}$	$q=T_1\,(s_2-s_1)$
	Gaz parfaits	$l=p_1v_1\ln\frac{v_2}{v_1}$	$q=ArT\ln\frac{v_2}{v_1}$
Adiabatique	Formule générale	$l=\frac{u_1-u_2}{A}$	$q=0$
	Gaz parfaits	$l=\frac{r}{k-1}(T_1-T_2)$ $l=\frac{pv_1}{k-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$	$q=0$

L'énergie interne d'après (1-92) :

$$u_x=i_x-Apv_x=629{,}4-\frac{6\cdot10^5\cdot1{,}013\cdot0{,}3021}{4186{,}8}=585{,}7\ \text{kcal/kg}.$$

Entropie d'après (1-91) :

$$s_x=s'+\frac{rx}{T_s}=0{,}4594+\frac{498{,}9\cdot0{,}94}{158{,}08+273}=1{,}526\ \text{kcal/kg}\cdot\text{deg}.$$

Exemple 11. Détente adiabatique jusqu'à p_2 = 2 at. abs. d'une vapeur surchauffée ayant les caractéristiques suivantes : p_1 = 30 at. abs. et t_1 = 350 °C.

A l'aide du diagramme *is* calculer v_1, i_1, t_2, v_2, x_2 et u_2.

Sur le diagramme *is* (fig. 18), nous trouvons tout d'abord le point *1* représentant l'état initial. Ce point correspond à i_1 = 748 kcal/kg sur l'axe vertical et à $s_1 = s_2$ = 1,608 kcal/kg·deg sur l'axe horizontal.

La détente adiabatique est représentée par une verticale (s = const) jusqu'au point d'intersection avec l'isobare $p_2 = 2$ at. abs. Le point *2* représente donc l'état final de la vapeur qui correspond au degré de sécheresse $x_2 = 0{,}93$ et à $i_2 = 610$ kcal/kg·deg.

La température de la vapeur au point *2* est déterminée par l'isotherme qui passe par ce point. Cette isotherme est celle qui passe par le point d'intersection

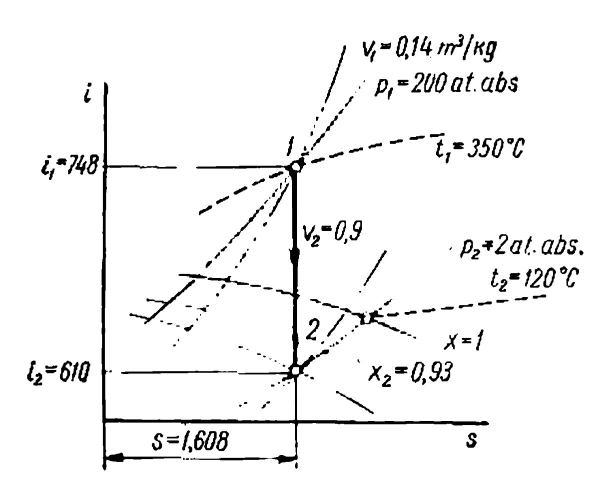


Fig. 18. Etude d'une détente adiabatique dans le diagramme *is*

de l'isobare *2* at. abs. avec la courbe limite $x = 1$. On a donc $t_2 = 120°$ C. Les volumes spécifiques v_1 et v_2 sont déterminés par les isochores qui passent par les points *1* et *2*. On a $v_1 = 0{,}14$ m³/kg et $v_2 = 0{,}9$ m³/kg.

§ 5. Air humide

L'air n'est pratiquement jamais parfaitement sec. Il contient toujours une certaine quantité d'humidité sous la forme de vapeur d'eau. Un mélange d'air et de vapeur d'eau est appelé *air humide.*

La connaissance des propriétés de l'air humide est particulièrement importante dans les études de projets et d'exploitation de très nombreuses installations de séchage, de ventilation et d'humidification que l'on trouve dans l'industrie et les services publics.

L'air humide qui contient la quantité maximale possible de vapeur d'eau à la température donnée est appelé *air saturé.*

Toutes les relations qui ont été établies pour des mélanges de gaz parfaits peuvent être à une certaine approximation employées pour l'air humide. Conformément à la loi de Dalton, la pression de l'air humide p_{bar} a pour valeur:

$$p_{bar} = p_a + p_v \quad \text{ou} \quad B = p_a + p_v,$$

avec p_a et p_v (respectivement) pression partielle de l'air sec et de la vapeur d'eau.

On trouve la pression partielle de la vapeur d'eau p_v dans les tables de vapeur saturée, en fonction de la température du point

de rosée t_r. On appelle *température du point de rosée* la température jusqu'à laquelle il faut refroidir l'air humide à pression constante, pour que cet air devienne saturé. On détermine cette température à l'aide de l'hygromètre.

On appelle *humidité absolue* la masse de la vapeur d'eau, en grammes, contenue dans 1 m³ d'air humide.

L'humidité absolue est numériquement égale à la masse volumique de la vapeur d'eau sous la pression partielle de la vapeur γ_v.

On appelle *humidité relative de l'air* (φ) le rapport de la masse de vapeur d'eau contenue dans 1 m³ d'air humide à la quantité maximale possible de vapeur d'eau que peut contenir 1 m³ d'air à la même température et sous la même pression, γ_s:

$$\varphi = \frac{\gamma_v}{\gamma_s}. \tag{1-96}$$

Dans la plupart des cas, la vapeur d'eau contenue dans l'air est une vapeur surchauffée, et on peut lui appliquer avec une approximation suffisante les équations des gaz parfaits. On a donc:

$$p_v v_v = rT \quad \text{et} \quad p_s v_s = rT$$

ou

$$\frac{p_v}{p_s} = \frac{v_s}{v_v} = \frac{\gamma_v}{\gamma_s}.$$

On a donc:

$$\varphi = \frac{p_v}{p_s}. \tag{1-97}$$

Autrement dit, l'humidité relative de l'air est égale au rapport de la pression partielle réelle de la vapeur d'eau dans l'air à la valeur maximale possible de cette pression partielle à la température considérée.

Connaissant la température de rosée t_r et la température de l'air t, on peut, à l'aide du tableau de vapeur saturée, trouver les pressions correspondantes p_v et p_s et calculer l'humidité relative de l'air φ.

Dans une opération de séchage la quantité d'air sec reste la même avant et après séchage, tandis que l'humidité de l'air augmente. On évalue donc le séchage par la variation de la quantité de vapeur contenue dans 1 kg d'air sec. Cette quantité est appelée le contenu d'humidité:

$$d = \frac{G_v}{G_a}.$$

On peut calculer numériquement le contenu d'humidité en appliquant l'équation d'état des gaz parfaits à l'air et à la vapeur

d'eau :

$$p_a V = G_a r_a T \quad \text{et} \quad p_v V = G_v r_v T,$$

où V et T représentent respectivement le volume et la température du mélange d'air et de vapeur.

Si l'on divise membre à membre la deuxième relation par la première et si l'on introduit la valeur numérique des constantes des gaz, on obtient :

$$\frac{p_v}{p_a} = \frac{G_v}{G_a} \cdot \frac{r_v}{r_a} = d\,\frac{r_v}{r_a}$$

ou

$$d = \frac{r_a}{r_v} \cdot \frac{p_v}{p_a} = \frac{18}{29} \cdot \frac{p_v}{p_a}.$$

Comme $p_a = B - p_v$, donc

$$d = 0{,}622\,\frac{p_v}{B - p_v}. \tag{1-98}$$

L'enthalpie de l'air humide, rapportée à 1 kg d'air sec, est la somme de l'enthalpie i_a de l'air sec et de l'enthalpie de la vapeur d'eau $i_v d$.

Pour l'air sec, on a :

$$c_p = 0{,}24 \text{ kcal/kg·deg, d'où } i_a = 0{,}24t;$$

$$i = i_a + i_v d = 0{,}24t + i_v d \text{ kcal/kg}. \tag{1-99}$$

Lorsqu'on réchauffe de l'air pour un séchage, son contenu d'humidité ne change pas, si bien que d = const.

Lorsqu'on sèche un produit quelconque, d augmente du fait que ce produit dégage de la vapeur d'eau. Dans cette opération, l'enthalpie totale de l'air humide ne varie pas, bien que cet air humide reçoive de la vapeur d'eau, i = const. Cela tient à ce que la chaleur enlevée à l'air pour effectuer le séchage est rendue à l'air sous la forme de vapeur.

En conséquence, un séchage comporte deux transformations qui s'effectuent dans les conditions d = const et i = const.

Le diagramme Id, qui a été proposé en 1918 par le professeur soviétique L. Ramsine (fig. 19), est très commode pour déterminer les variables d'état d'un fluide moteur dans de telles transformations et pour calculer les installations de séchage.

Ce diagramme représente de la façon suivante les phénomènes qui se déroulent dans une installation de séchage.

Tout d'abord, l'air, qui a une température t_1 et une humidité relative φ_1 (point A de la fig. 19), pénètre dans l'appareil de réchauf-

fage où il est réchauffé jusqu'à la température t_2 (point B). Au cours de ce réchauffage son humidité relative diminue jusqu'à φ_2. Cette transformation s'effectue avec la condition d = const (droite AB). La différence $I_B - I_A$ des deux ordonnées représente la chaleur consommée dans l'appareil de chauffage pour réchauffer 1 kg d'air. Ensuite, l'air passe dans la chambre de séchage où l'eau s'évapore du produit

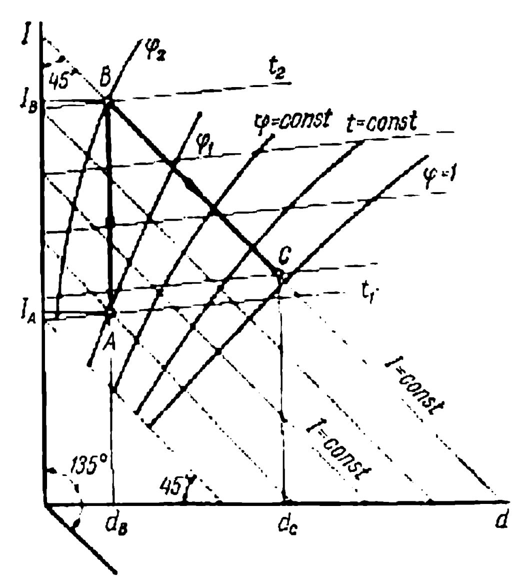


Fig. 19. Diagramme *Id* de l'air humide

traité, l'enthalpie de l'air restant constante dans cette opération (droite BC).

La différence $d_C - d_A$ représente la quantité d'humidité par 1 kg d'air sec dégagée dans la chambre de séchage.

§ 6. Ecoulement des gaz et vapeurs, étranglement des écoulements

Jusqu'ici, nous avons étudié des transformations d'état dans lesquelles le fluide moteur ne possède pas d'une vitesse appréciable. Or les mouvements des gaz et vapeurs à grande vitesse représentent une partie très importante du cycle moteur de nombreuses installations techniques (turbines à vapeur, turbines à gaz, moteurs à réaction, etc.).

Les écoulements gazeux considérés ici sont des écoulements rapides à travers des canaux relativement courts et ayant une forme particulière (tuyères).

Si la pression d'un gaz est plus élevée dans la section *I* que dans la section *II* (fig. 20), cette différence de pression provoque un écoulement gazeux.

La détente ou expansion d'un gaz qui s'écoule à grande vitesse peut être considérée comme une transformation adiabatique réversible, c'est-à-dire une transformation qui s'effectue sans perte par frottement et sans échange de chaleur. On considère en outre que l'écoulement du gaz dans le canal est stationnaire et ne comporte

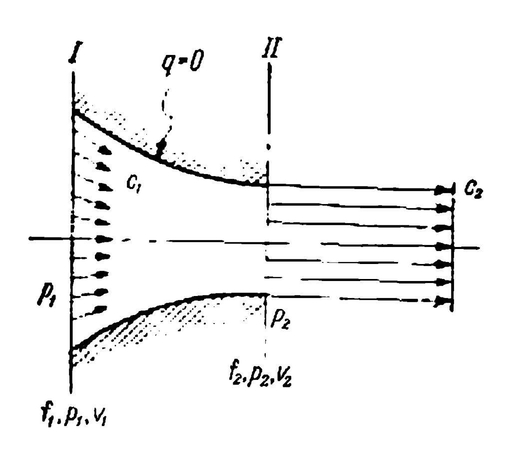


Fig. 20. Schéma d'un écoulement gazeux dans une tuyère

aucune discontinuité, c'est-à-dire qu'il est continu. Cela signifie que le même poids de gaz traverse toutes les sections transversales du canal.

L'étude d'un écoulement gazeux consiste à déterminer le type de tuyère et à calculer la vitesse du jet gazeux c_2 m/s et le débit massique de gaz G kg/s.

Etudions le bilan de l'énergie au cas de l'écoulement d'un gaz dans un canal (fig. 20).

Pour faire entrer le gaz dans la section d'entrée I, le travail $l_1 = p_1 f_1 s_1 = p_1 v_1$ doit être fourni à ce gaz tandis que, lorsque le gaz sort de la section de sortie II, il effectue lui-même le travail $l_2 = p_2 f_2 s_2 = p_2 v_2$.

Ainsi, lors du mouvement du gaz dans le canal le travail contre des forces extérieures sera égal à *

$$l_v = p_2 v_2 - p_1 v_1.$$

Si l'on désigne respectivement par e_1 et e_2 l'énergie totale du gaz dans la section I et dans la section II, la diminution $(e_1 - e_2)$ de cette énergie totale doit être égale à la valeur algébrique du travail effectué par le gaz, d'après le principe de la conservation de l'énergie :

$$e_1 - e_2 = A\,(p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

* Conformément à la règle adoptée en thermodynamique, on convient, pour un système donné, de compter positivement le travail qu'il reçoit et négativement le travail qu'il fournit.

ou

$$e_1 + Ap_1v_1 = e_2 + Ap_2v_2.$$

Si l'on néglige l'énergie potentielle externe P, l'énergie totale se compose de l'énergie interne u et de l'énergie cinétique $\frac{c^2}{2}$. On a donc :

$$u_1 + Ap_1v_1 + A\frac{c_1^2}{2} = u_2 + Ap_2v_2 + A\frac{c_2^2}{2}.$$

Si nous remarquons que $u + Apv = i$, nous obtenons :

$$i_1 + A\frac{c_1^2}{2} = i_2 + A\frac{c_2^2}{2}, \qquad (1\text{-}100)$$

$$A\left(\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}\right) = i_1 - i_2$$

ou encore, sous forme différentielle :

$$Ad\left(\frac{c^2}{2}\right) = -di. \qquad (1\text{-}101)$$

Autrement dit, l'augmentation de l'énergie cinétique d'un gaz dans un écoulement adiabatique réversible est égale à la différence existant entre l'enthalpie initiale et l'enthalpie finale de la détente. La différence $i_1 - i_2 = h_0$ est appelée la *chute de chaleur disponible*. De même, l'augmentation de l'énergie cinétique $\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = l_p$ est appelée l'*énergie disponible*. C'est cette énergie que l'on peut utiliser ultérieurement, par exemple pour produire un couple moteur sur l'arbre d'une turbine.

On peut calculer la vitesse d'un écoulement adiabatique à l'aide de la relation (1-100), en considérant que c_1 est approximativement nul :

$$c_2 = \sqrt{\frac{2}{A}(i_1 - i_2)} = 91{,}5\sqrt{i_1 - i_2}\ \text{m/s}. \qquad (1\text{-}102)$$

Pour la vapeur d'eau il est commode de déterminer la différence des enthalpies $i_1 - i_2$ à l'aide du diagramme *is* (fig. 21), dans lequel la droite *1-2* représente l'écoulement adiabatique.

Si nous appliquons l'équation (1-45) à une transformation adiabatique ($dq = 0$) et si nous tenons compte de (1-101), nous obtenons :

$$d\left(\frac{c_2^2}{2}\right) = -v\,dp \qquad (1\text{-}103)$$

ou bien

$$\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = -\int_{p_1}^{p_2} v\,dp = \int_{p_2}^{p_1} v\,dp. \qquad (1\text{-}104)$$

On voit facilement que, si dans le diagramme pv (fig. 22) le parcours *1-2* représente l'écoulement adiabatique, l'aire *1-2-*p_2-p_1 représente l'énergie disponible qui a pour effet d'accroître l'énergie cinétique de l'écoulement gazeux.

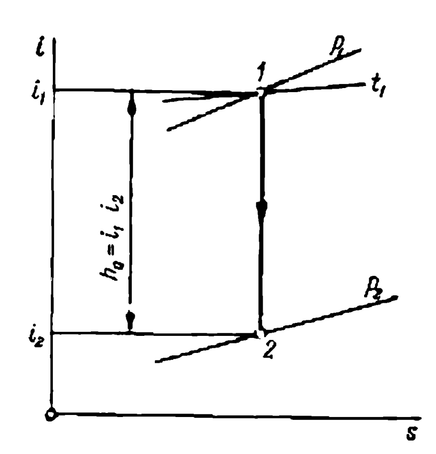


Fig. 21. Diagramme *is* d'un écoulement adiabatique

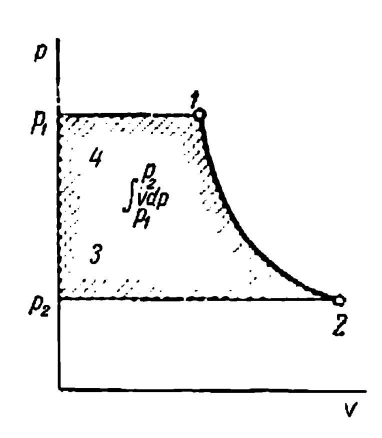


Fig. 22. Diagramme *pv* d'un écoulement adiabatique

La relation (1-103) nous permet d'obtenir l'expression de la vitesse d'écoulement du gaz en fonction des variables p et v. L'équation adiabatique nous donne v:

$$pv^k = p_1 v_1^k \quad \text{ou} \quad v = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}} . \qquad (1\text{-}105)$$

Si nous mettons les valeurs de (1-105) dans la relation (1-104), nous obtenons après intégration et transformation (avec $c_1 \approx 0$):

$$c_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} . \qquad (1\text{-}106)$$

On peut calculer le débit massique G à travers une tuyère de section f_2 à l'aide de l'équation de continuité $Gv_2 = f_2 c_2$:

$$G = \frac{f_2 c_2}{v_2} . \qquad (1\text{-}107)$$

Dans la section f_2 le volume massique du gaz a la valeur suivante d'après (1-105):

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}} .$$

En introduisant dans la relation (1-107) la vitesse c_2 donnée par (1-106) et le volume massique v_2, nous obtenons après transfor-

mation:

$$G = f_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \qquad (1\text{-}108)$$

L'étude des relations (1-106) et (1-108) montre que pour un gaz donné la vitesse et le débit massique dépendent du rapport des pressions $\frac{p_2}{p_1}$.

On a représenté sur la fig. 23,*a* la fonction $G = f\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$. La courbe *k-l-o* a été tracée d'après (1-108). Le graphique montre que le débit G augmente jusqu'à un certain maximum (point l) quand la pression p_2 diminue (la pression initiale p_1 étant considérée comme constante). Ensuite le débit diminue (courbe *l-o*) et s'annule pour $p_2 = 0$. L'expérience montre qu'au-delà du maximum l, lorsque la pression continue à diminuer, la variation du débit suit non pas la courbe *l-o* mais la droite *l-m*.

Cette discordance entre la théorie et la réalité s'explique de la façon suivante. La pression p_2 du milieu dans lequel se fait l'écoulement se propage jusqu'à la sortie de la tuyère (section *II*, fig. 20) à la vitesse du son. Tant que la vitesse de propagation de l'onde basse pression (vitesse qui est égale à la vitesse du son a) est supérieure à la vitesse de l'écoulement ($a > c_2$), cette onde arrive sur la section *II* avec une vitesse relative $w = a - c_2$ et la section de sortie se trouve toujours à la pression p_2. Il en résulte que, lorsque p_2 diminue, la vitesse c_2 et le débit G augmentent (courbe *k-l*).

Pour une certaine valeur p_{2cr} de la pression, la vitesse de l'écoulement sera égale à la vitesse du son ($c_2 = a$) et la vitesse relative de propagation de l'onde basse pression w est nulle. A partir de ce moment toute diminution ultérieure de la pression dans l'espace qui se trouve en aval de la tuyère, ne modifie plus la pression p_{2cr} qui s'est établie à la sortie de la tuyère. Il en résulte que la vitesse et le débit restent constants.

Dans une tuyère convergente, la pression et la vitesse de sortie qui correspondent au débit maximal sont appelées *critiques* (p_{2cr}, c_{2cr}).

Si nous posons $\nu_{cr} = \frac{p_{2cr}}{p_1}$, la relation (1-108) nous permet de calculer la valeur de ν_{cr}, pour laquelle le débit est maximal. Pour l'obtenir, il faut calculer la dérivée de l'équation (1-108) relativement à $\frac{p_2}{p_1}$ et trouver la valeur de ce rapport qui annule la dérivée. On trouve que le débit maximal correspond à:

$$\nu_{cr} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (1\text{-}109)$$

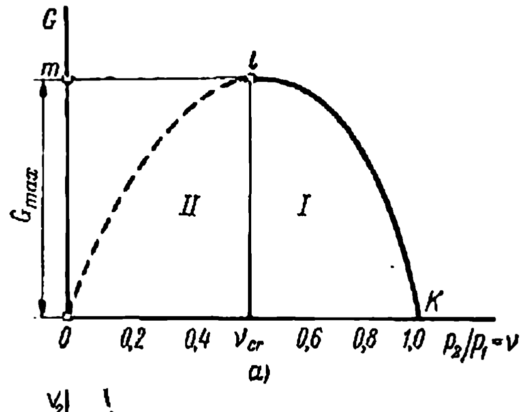
Pour un gaz biatomique ($k = 1{,}4$) $\nu_{cr} = 0{,}528$. Avec la vapeur surchauffée ($k = 1{,}3$) $\nu_{cr} = 0{,}546$.

Si nous introduisons la valeur (1-109) de ν_{cr} dans les relations (1-106) et (1-108), nous obtenons la vitesse critique:

$$c_{2cr} = \sqrt{2\frac{k}{k-1}p_1v_1} \qquad (1\text{-}110)$$

ainsi que le débit maximal:

$$G_{\max} = f\sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_1}{v_1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}. \qquad (1\text{-}111)$$



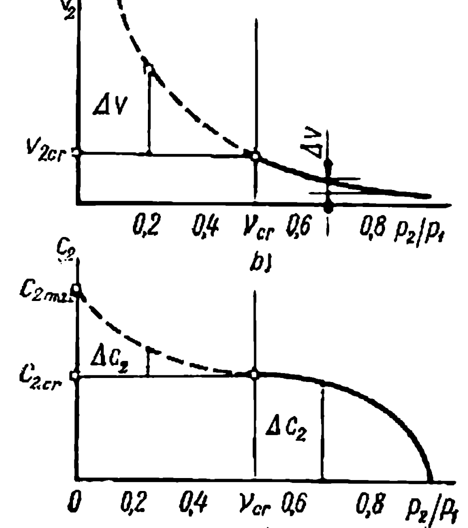


Fig. 23. Variations du débit massique, de la vitesse et du volume spécifique du gaz en fonction du rapport des pressions $p_2/p_1 = \nu$

On a la relation suivante pour un écoulement gazeux stationnaire ou permanent, c'est-à-dire lorsque la quantité de gaz en

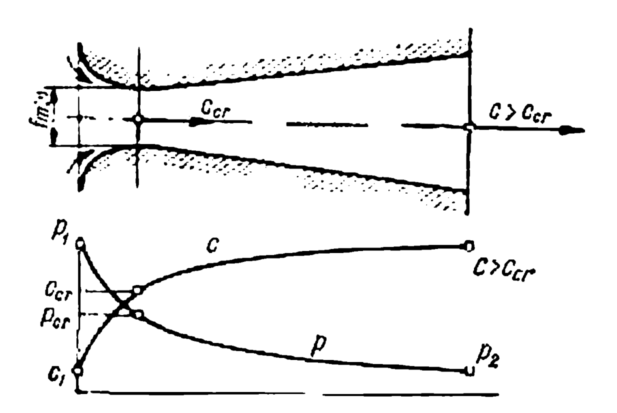


Fig. 24. Tuyère divergente de Laval

écoulement est constante dans toutes les sections et à tous les instants:

$$Gv = fc. \qquad (a)$$

Si nous dérivons cette relation avec $G = \text{const}$, nous obtenons:

$$G\,dv = f\,dc + c\,df. \qquad (b)$$

En divisant (*b*) par (*a*) membre à membre, nous obtenons:

$$\frac{dv}{v} = \frac{dc}{c} + \frac{df}{f} \quad \text{ou} \quad \frac{df}{f} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c}.$$

L'étude de cette relation montre que le profil longitudinal de la tuyère, caractérisé par le signe de df, dépend du signe de $dv/v - dc/c$.

Les graphiques de variation de la vitesse et du volume spécifique (fig. 23,*b* et *c*) montrent que dans la région sous-critique $\left(\frac{p_2}{p_1} > \nu_{cr}\right)$ le degré d'augmentation du volume Δv $\left(\frac{dv}{v}\right)$ est inférieur

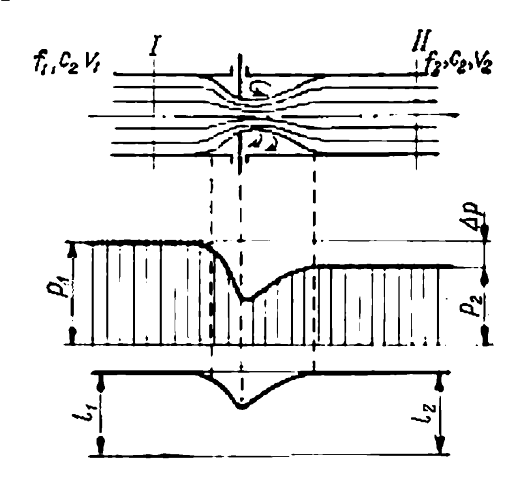


Fig. 25. Schéma de l'étranglement d'un écoulement gazeux

Fig. 26. Représentation des étranglements de vapeur surchauffée dans le diagramme *is*

à celui de la vitesse Δc $\left(\frac{dc}{c}\right)$ et que la tuyère doit avoir un profil convergent $\left(\frac{df}{f} < 0\right)$. Dans la région hypercritique $\left(\frac{p_2}{p_1} > \nu_{cr}\right)$ au contraire le degré d'augmentation du volume est supérieur au degré d'augmentation de la vitesse et la tuyère doit avoir un profil divergent $\left(\frac{df}{f} > 0\right)$.

En conséquence, pour utiliser complètement l'énergie disponible et obtenir une vitesse d'écoulement hypercritique, il faut ajouter à la partie convergente d'une tuyère un appendice divergent (fig. 24).

Dans une telle tuyère, qui est appelée tuyère de Laval d'après le nom de son inventeur, la vitesse a la valeur critique et le débit est maximal dans la section la plus étroite que l'on appelle le col de la tuyère. En aval du col la vitesse augmente alors que le débit est constant et égal à G_{max}, et elle finit par atteindre la valeur indiquée par la relation (1-106).

Etranglement d'un écoulement de gaz ou de vapeur. L'écoulement d'un gaz ou d'une vapeur à travers une ouverture resserrée est appelé *étranglement*. Ce phénomène est accompagné par une chute de pression résultant de la résistance produite par le resserrement de la section (fig. 25). La chute de pression ou perte de charge $p_1 - p_2$

est d'autant plus grande que la diminution de section (l'étranglement) est plus grande.

En l'absence de tout échange de chaleur l'équation (1-101) devient :

$$Ad\left(\frac{c^2}{2}\right) = -di.$$

Avec des vitesses d'écoulement modérées, on peut négliger la variation d'énergie cinétique et l'on a :

$$di = 0 \quad \text{ou} \quad i_1 = i_2. \qquad (1\text{-}112)$$

On voit donc qu'un étranglement adiabatique ne modifie pas l'enthalpie du fluide.

Pour un gaz parfait cela équivaut à ce que la température du gaz pendant l'étranglement ne change pas.

Dans l'étranglement de l'écoulement d'un gaz réel, la température du gaz peut diminuer, augmenter ou bien rester constante. La température initiale d'un gaz réel à laquelle sa température ne se modifie pas au cours de l'étranglement est appelée la *température d'inversion*. La valeur approchée de cette température d'inversion est la suivante:

$$T_{inv} = 6{,}75 T_{cr},$$

avec T_{cr} température critique du gaz, en °K.

Si la température initiale du gaz est différente (inférieure) de la température d'inversion, cette température change (diminue) au cours de l'étranglement. Comme l'étranglement d'un écoulement gazeux se fait avec frottement, il constitue un phénomène irréversible et, par suite, ne peut pas être représenté graphiquement.

La façon la plus simple de résoudre les problèmes liés à l'étranglement consiste à employer le diagramme *is*. L'état final de la vapeur est déterminé par le point d'intersection de l'horizontale passant par le point initial *1* (fig. 26) avec l'isobare de la pression finale p_2.

L'étude de l'étranglement sur de la vapeur d'eau faite à l'aide du diagramme *is* permet de montrer que la température de la vapeur diminue au cours de l'étranglement.

Après l'étranglement d'une vapeur humide cette vapeur peut être encore humide, sèche, saturée ou même surchauffée suivant les valeurs initiales de la pression et du degré de sécheresse et suivant la valeur de la pression finale.

Exemple 12. Déterminer la vitesse et le débit d'un écoulement d'air dans les conditions suivantes : $p_1 = 60$ at. abs., $t_1 = 27$ °C, $p_2 = 40$ at. abs. et $f_2 = 20$ mm².

Dans les conditions données on a :

$$\nu = \frac{p_2}{p_1} = \frac{40}{60} = 0{,}67; \quad \nu_{cr} = 0{,}528; \quad \nu > \nu_{cr}.$$

Il en résulte que la vitesse de l'écoulement n'atteint pas la valeur critique et est donnée par la relation (1-106) :

$$c=\sqrt{2\frac{k}{k-1}p_1v_1\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}=$$

$$=\sqrt{2\frac{1,4}{1,4-1}\,60\cdot 1,013\cdot 10^5\cdot 0,0142\left[1-\left(\frac{40}{60}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}\right]}=250\ \text{m/s}$$

puisque d'après l'équation d'état, on a :

$$v_1=\frac{rT_1}{p_1}=\frac{288\cdot 300}{60\cdot 1,013\cdot 10^5}=0,0142\ \text{m}^3/\text{kg}.$$

Nous calculons le débit par seconde par la formule (1-108) :

$$G=f_2\sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_1}{v_1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}=$$

$$=0,00002\sqrt{2\frac{1,4}{1,4-1}\cdot\frac{60\cdot 1,013\cdot 10^5}{0,0142}\left[\left(\frac{40}{60}\right)^{\frac{2}{1,4}}-\left(\frac{40}{60}\right)^{\frac{1,4+1}{1,4}}\right]}=0,249\ \text{kg/s}.$$

E x e m p l e 13. De la vapeur qui se trouve à une pression partielle initiale $p_1 = 20$ at. abs. et à une température $t_1 = 350$ °C s'échappe dans l'atmosphère, $p_2 = 1$ at. abs. Calculer la vitesse d'écoulement à travers une tuyère simple et une tuyère divergente.

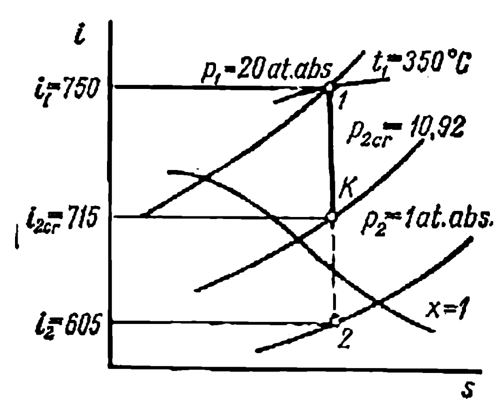


Fig. 27. Représentation d'un écoulement de vapeur d'eau dans le diagramme *is*

Comme l'écoulement s'effectue presque complètement dans la région de la vapeur surchauffée (voir fig. 27), on peut poser: $\nu_{cr} = 0,546$.

Dans notre cas particulier :

$$\nu=\frac{p_2}{p_1}=\frac{1}{20}=0,05<\nu_{cr}.$$

Il en résulte que la vapeur ne se détend pas complètement et que la pression régnant à la sortie est la pression critique :

$$p_{2cr}=0,546p_1=0,546\cdot 20=10,92\ \text{at. abs.}$$

Cela signifie que la détente adiabatique de la vapeur s'effectue non pas suivant la droite *1-2* mais suivant le segment *1-k* de la fig. 27. Dans ce cas la vitesse de la vapeur est donnée par la relation suivante :

$$c_2 = 91,5 \sqrt{i_1 - i_{2cr}} = 91,5 \sqrt{750 - 715} = 540 \text{ m/s}.$$

L'enthalpie i_{2cr} correspond à l'état de vapeur avec p_{2cr} = 10,92 at. abs.

La vitesse d'écoulement à travers la tuyère divergente est supérieure à la vitesse critique. Elle est donnée par la relation suivante :

$$c_2 = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2} = 91,5 \sqrt{750 - 605} = 1135 \text{ m/s}.$$

L'enthalpie i_2 correspond à la pression de vapeur p_2 = 1 at. abs.

Chapitre IV

DEUXIÈME PRINCIPE DE LA THERMODYNAMIQUE

§ 1. Les transformations fermées et le cycle de Carnot

Nous avons examiné plus haut des transformations dans lesquelles le gaz peut effectuer un travail extérieur en augmentant de volume. Un gaz qui est enfermé dans un cylindre à piston peut en effet

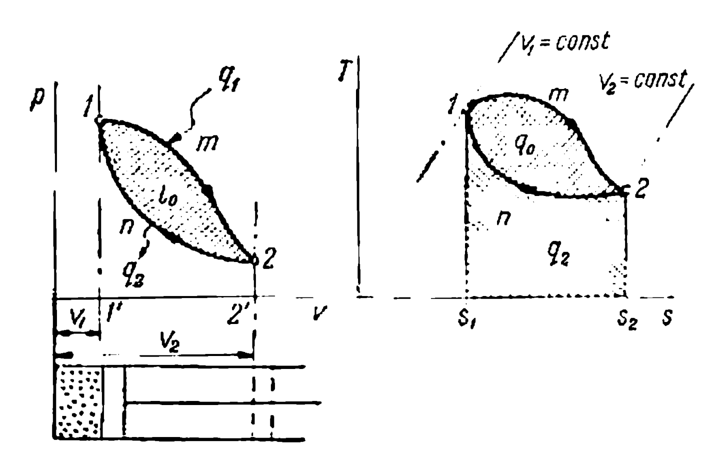


Fig. 28. Représentation d'une transformation fermée dans les diagrammes *pv* et *Ts*

effectuer un travail dans une transformation quelconque comportant une augmentation de volume (*1-m-2*, fig. 28) grâce à une quantité de chaleur qu'il reçoit de l'extérieur ou aux dépens de son énergie interne. Dans une telle transformation, la totalité de la chaleur fournie au gaz pendant la détente peut être transformée en travail (par exemple au cours d'une détente isothermique). Mais une telle

transformation nécessite un mouvement continu et de sens unique du piston et la valeur l_1 du travail est limitée par les dimensions réelles du cylindre et des autres organes de la machine. Pour obtenir les quantités de travail qui sont pratiquement nécessaires dans les machines thermiques, nous devons répéter périodiquement le phénomène précédent de détente, c'est-à-dire ramener le gaz à l'état initial après sa détente.

On peut obtenir ce résultat par une compression *2-n-1* qui exige que l'on fournisse au gaz un certain travail l_2. Si le travail de détente l_1 est supérieur au travail de compression l_2, l'ensemble des deux transformations nous donne un travail positif l_0 représenté par l'aire *1-m-2-n-1* délimitée par la courbe fermée représentant les deux transformations. Ainsi qu'on l'a déjà dit plus haut, une telle transformation fermée est appelée un *cycle*. Si l'on représente un cycle quelconque de ce genre dans le diagramme Ts, la détente du fluide moteur, qui est accompagnée par un apport de chaleur q_1 (transformation *1-m-2*), est également accompagnée par une augmentation de l'entropie. On voit d'autre part que la transformation qui ramène le fluide moteur dans son état initial (transformation *2-n-1*) est accompagnée par une diminution d'entropie, c'est-à-dire par la perte d'une certaine quantité de chaleur q_2.

Pour réaliser une transformation fermée (qui est le principe même des machines thermiques), il faut donc non seulement fournir une quantité de chaleur q_1 au fluide moteur, mais également lui enlever une certaine quantité de chaleur q_2.

Pour obtenir continuellement un travail positif à partir de la chaleur, il faut donc que la machine thermique fonctionne d'une façon périodique, c'est-à-dire que les variations d'état du fluide moteur dans cette machine se fassent suivant une transformation fermée ou cycle. Pour réaliser un cycle, il est nécessaire que le fluide reçoive de la chaleur provenant d'une source chaude q_1 et qu'il cède de la chaleur à une source froide * q_2.

Dans un cycle, l'état final et l'état initial du fluide moteur coïncident. La variation d'énergie interne est donc nulle, et l'équation du premier principe de la thermodynamique a la forme suivante :

$$q_1 - q_2 = A\,(l_1 - l_2) = Al_0.$$

Pour que le travail utile fourni par le cycle soit maximal, il faut que le cycle soit réversible, c'est-à-dire qu'il soit constitué par des transformations réversibles. Le travail fourni dans les cycles réels sera toujours inférieur à la valeur précédente.

---

* Nous appelons ici source de chaleur un corps qui peut céder ou recevoir de la chaleur sans que sa température varie.

Pour évaluer le travail d'une machine de ce genre à fonctionnement périodique, il faut connaître la partie transformée en travail de la chaleur totale fournie au fluide moteur ($q_1 - q_2 = q_0$).

Le rapport de la quantité de chaleur q_0 transformée en travail à la quantité totale de chaleur q_1 fournie au fluide moteur pendant un cycle est appelé le *coefficient thermique d'effet utile du cycle*, ou plus simplement le *rendement thermique*. Le rendement thermique d'un cycle a donc pour valeur:

$$\eta_t = \frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \qquad (1\text{-}113)$$

Comme un moteur thermique ne peut fonctionner sans céder de la chaleur à une source froide $q_2 \neq 0$, le rendement η_t est nécessairement toujours inférieur à l'unité.

On voit donc que la particularité fondamentale de l'énergie thermique consiste dans le fait qu'il est indispensable de disposer de deux sources de chaleur (source chaude et source froide) à des températures différentes T_1 et T_2 pour obtenir un travail continu à partir de la chaleur et, d'autre part, qu'il est impossible de transformer totalement la chaleur en travail dans une machine à fonctionnement périodique.

Le cycle de Carnot. Le début des études des cycles fermés qui ont eu pour but de trouver les conditions les plus avantageuses de transformation de l'énergie thermique se trouve dans les travaux de l'ingénieur français S. Carnot (1796-1832). Carnot a énoncé les conditions générales dans lesquelles on peut transformer de la chaleur en travail et a montré les facteurs dont dépend le rendement de cette transformation.

Les cycles peuvent être constitués par les transformations les plus diverses. Le cycle le plus simple comprend deux sources de chaleur à températures différentes. Carnot est parti de cette situation et des conditions de réversibilité *. Il a montré que les phases du cycle pendant lesquelles le fluide moteur reçoit et cède de la chaleur doivent être isothermiques. Mais deux isothermes ne peuvent pas former un cycle fermé. Si l'on exclut tout autre échange de chaleur, on ne peut fermer le cycle qu'en ajoutant aux deux isothermes T_1 et T_2 deux segments d'adiabatiques *2-3* et *4-1* (fig. 29,*a*).

Le cycle réversible le plus simple est donc nécessairement constitué par deux courbes isothermes *1-2* et *3-4* et par deux adiabatiques *2-3* et *4-1*. Le long du segment *1-2*, le fluide moteur est en contact avec la source chaude *1* et reçoit de cette source la quantité de chaleur q_1.

* Il faut en particulier que la température de la source soit constamment égale à celle du fluide moteur.

Dans un diagramme Ts (fig. 29,*b*), une cession de chaleur au fluide est représentée par une droite *1-2*, et la quantité de chaleur ainsi fournie q_1 est représentée par le rectangle *1-2-3'-4'-1* :

$$q_1 = \text{aire } 1\text{-}2\text{-}3'\text{-}4'\text{-}1 = T_1 (s_2 - s_1). \qquad (1\text{-}114)$$

A la fin de la transformation *1-2*, le fluide moteur est séparé de la source de chaleur, et la détente se poursuit sans échange de chaleur avec le milieu extérieur, suivant l'adiabatique *2-3*.

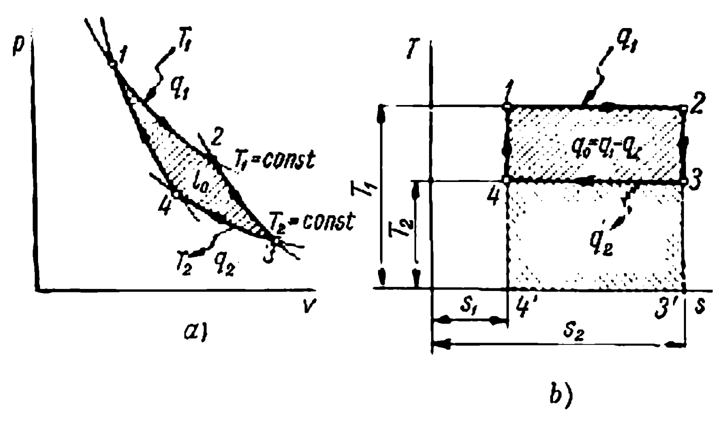


Fig. 29. **Représentation du cycle de Carnot dans les diagrammes** pv et Ts

La suite de la transformation, qui ramène le fluide moteur à l'état initial, se fait suivant l'isotherme *3-4* et consiste à céder une quantité de chaleur q_2 à la source froide à une température T_2 qui est constante et commune au fluide moteur et à la source froide.

La quantité de chaleur cédée à la source froide est représentée dans le diagramme Ts par l'aire *3-4-4'-3'-3*:

$$q_2 = \text{aire } 3\text{-}4\text{-}4'\text{-}3'\text{-}3 = T_2 (s_2 - s_1). \qquad (1\text{-}115)$$

Au point *4*, on sépare le fluide moteur de la source froide, et l'on continue à le comprimer suivant l'adiabatique *4-1*.

Pour déterminer le rendement thermique du cycle de Carnot, on emploie la formule (1-113):

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Si nous introduisons dans cette formule les valeurs (1-114) et (1-115) de q_1 et q_2, nous obtenons:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2 (s_2 - s_1)}{T_1 (s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \qquad (1\text{-}116)$$

Le rendement thermique du cycle de Carnot dépend donc des températures absolues de la source chaude et de la source froide et est indépendant des propriétés du fluide moteur employé (autrement

dit, ce rendement ne dépend pas du fait que le fluide moteur est un gaz parfait ou bien un gaz réel quelconque). Cette proposition est appelée le *théorème de Carnot.*

Dans un cycle *ABCD* constitué par des transformations quelconques, les échanges de chaleur entre le fluide moteur et les sources extérieures se font à des températures variables. On peut remplacer un cycle de ce genre par le cycle de Carnot équivalent *1-2-3-4* (fig. 30) dans lequel les quantités de chaleur q_1 et q_2 et les variations d'entropie correspondantes sont respectivement égales à celles du cycle

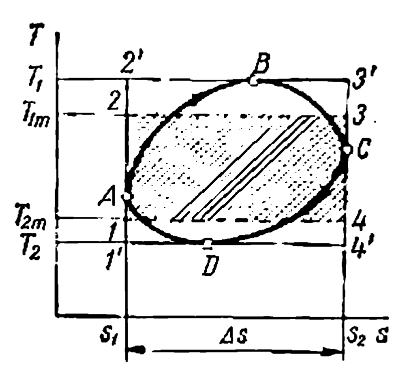


Fig. 30. Cycle de Carnot équivalent à un cycle quelconque

ABCD. Les températures moyennes intégrales d'apport et d'évacuation de chaleur T_{1moy} et T_{2moy} sont les suivantes dans le cycle équivalent de Carnot:

$$T_{1moy} = \frac{q_1}{\Delta s} \quad \text{et} \quad T_{2moy} = \frac{q_2}{\Delta s}.$$

On voit donc que ces températures moyennes intégrales d'apport de chaleur *ABC* et d'évacuation de chaleur *CDA* sont les hauteurs des rectangles qui ont des aires égales à celles des surfaces s_1ABCs_2 et s_2CDAs_1.

Nous tirons de ces équations:

$$q_1 = T_{1moy}\Delta s \quad \text{et} \quad q_2 = T_{2moy}\Delta s.$$

Le rendement thermique d'un cycle quelconque a donc pour valeur:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_{2moy}\Delta s}{\Delta_{1moy}\Delta s} = 1 - \frac{T_{2moy}}{T_{1moy}}. \qquad (1\text{-}117)$$

La relation (1-117) montre que le rendement thermique d'un cycle quelconque est égal à celui du cycle équivalent de Carnot fonctionnant entre les températures moyennes intégrales de ce cycle quelconque.

Pour accroître le rendement thermique d'un cycle quelconque, il faut donc s'efforcer d'accroître la température moyenne d'apport

de chaleur et de réduire la température moyenne d'évacuation de chaleur. C'est en cela que consiste la très grande importance pratique du cycle de Carnot.

On peut également montrer facilement que, dans un intervalle donné de températures des sources de chaleur, le cycle de Carnot est le cycle qui donne le rendement maximal. En effet, un cycle *ABCD* quelconque se déroule entre les températures extrêmes T_1 et T_2 (fig. 30), et il a un rendement :

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{2moy}}{T_{1moy}}. \tag{1-118}$$

Le cycle de Carnot *1'-2'-3'-4'-1'* fonctionnant entre les mêmes températures extrêmes a pour rendement :

$$\eta_{tc} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Or, quelle que soit la forme du contour du cycle *ABCD*, on a $T_{2moy} > T_2$ et $T_{1moy} < T_1$. Il en résulte que

$$\eta_{tc} > \eta_t.$$

Cette inégalité montre la très grande importance scientifique du cycle de Carnot. Ce cycle permet d'apprécier le degré de perfection de la transformation de la chaleur en travail dans les moteurs thermiques existants.

La formule (1-116) montre que le rendement thermique ne peut pas être égal à l'unité, car il est pratiquement impossible d'obtenir $T_2 = 0$, ou bien $T_1 = \infty$.

Il faut avoir soin de remarquer ici que l'expression obtenue du rendement thermique du cycle de Carnot se rapporte à un cycle réversible.

Dans les transformations réelles, les échanges de chaleur entre le fluide moteur d'une part et la source chaude et la source froide d'autre part se font avec des écarts de température qui ne sont pas nuls. Autrement dit, les états successifs du cycle ne sont pas des états d'équilibre thermique. Un tel cycle est donc irréversible. Le fluide moteur se détend isothermiquement avec $T_1' < T_1$, et il se comprime avec $T_2' > T_2$. Il en résulte que le rendement de la transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique est inférieur au rendement du cycle réversible :

$$\eta_{t\,irr} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2'}{T_1'} < 1 - \frac{T_2}{T_1}. \tag{1-119}$$

Le frottement et les tourbillons qui se produisent en l'absence d'un équilibre mécanique provoquent également une perte d'énergie et par suite une diminution du rendement thermique.

Le cycle inverse de Carnot. Le cycle étudié plus haut est parcouru dans le sens des aiguilles d'une montre. De tels cycles sont appelés *cycles directs* pour les distinguer des cycles qui sont parcourus en sens inverse des aiguilles d'une montre et qui sont appelés *cycles inverses.* Dans un cycle inverse (fig. 31), tout d'abord le fluide moteur se comprime suivant l'adiabatique *3-4* puis suivant l'isotherme *4-1* cédant q_1 kcal à la source chaude. Ensuite le fluide moteur se détend suivant l'adiabatique *1-2* et sa température diminue de T_1 à T_2, puis ce fluide se détend suivant l'isotherme *2-3* en recevant q_2 kcal de la source froide (réfrigérateur).

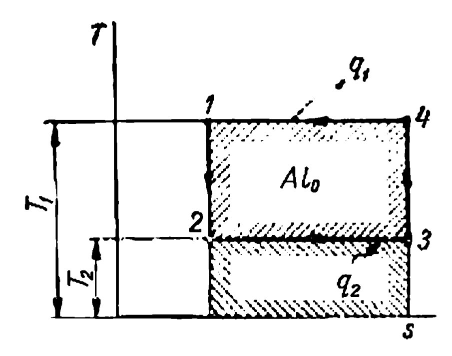


Fig. 31. Représentation d'un cycle inverse de Carnot dans le diagramme Ts

Ainsi dans un cycle inverse de Carnot la chaleur d'une sourse froide passe vers une source chaude, grâce à une dépense de travail extérieur équivalant à l'aire *3-4-1-2-3*.

Les machines qui sont destinées à produire du froid artificiellement (machines frigorifiques) ou bien à céder de la chaleur provenant du milieu extérieur à un système qui se trouve à une température plus élevée (pompes thermiques), fonctionnent suivant des cycles inverses.

On peut caractériser un cycle inverse quelconque par le rapport qui existe entre la quantité de chaleur q_2 enlevée à la source froide et la quantité de travail l_0 qu'on a dépensé dans ce but:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{Al_0} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \tag{1-120}$$

On appelle ce rapport le *coefficient de performance.* Il est facile à montrer que, dans un cycle inverse de Carnot, on peut exprimer le coefficient de performance en fonction des températures:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1}. \tag{1-121}$$

Cycle de Carnot à récupération. Dans un intervalle de température donné (T_1, T_2) on peut obtenir le rendement maximal non seulement

avec le cycle de Carnot, mais aussi avec tout autre cycle comprenant deux isothermes AB et CD (fig. 32) et deux autres transformations BC et DA représentées par des lignes équidistantes. Pour cela il faut que pendant la transformation BC la chaleur soit cédée par le fluide moteur non pas à la source inférieure mais, grâce à un échangeur de chaleur auxiliaire (ou récupérateur), au fluide moteur lui-même au cours de son échauffement suivant DA. Remarquons que le fluide moteur n'est relié aux sources extérieures de chaleur que sur les segments AB et CD.

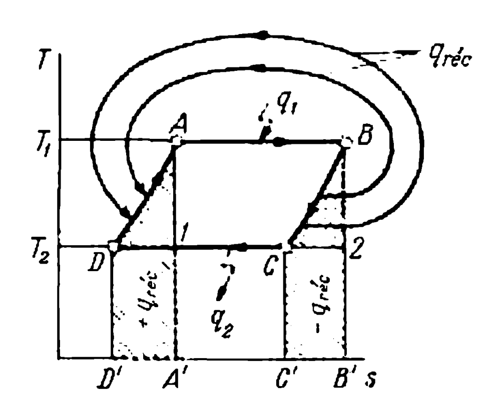


Fig. 32. Cycle de Carnot à récupération

Comme les courbes BC et DA sont équidistantes, les aires $CBB'C'$ et $DAA'D'$ sont égales. Les quantités de chaleur correspondant à ces deux transformations sont donc aussi égales, mais elles sont de signes contraires. Il en résulte que les quantités de chaleur q_1 et q_2 ont les mêmes valeurs dans le cycle $ABCD$ et dans le cycle de Carnot $AB21$, et par suite les rendements thermiques de ces deux cycles sont donc égaux:

$$\eta_{tr} = \eta_{tc} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Le principe de la récupération de la chaleur est très employé actuellement dans les moteurs thermiques et les machines frigorifiques pour accroître le rendement de ces installations.

§ 2. Deuxième principe de la thermodynamique

Le premier principe de la thermodynamique établit l'équivalence entre l'énergie thermique et l'énergie mécanique, ainsi que la relation quantitative entre ces deux formes d'énergie au cours des transformations mutuelles, mais il ne donne aucune indication sur les conditions de ces transformations. L'expérience montre d'autre part que toutes les formes d'énergie peuvent être transformées en

énergie thermique, sans aucune limitation ou restriction supplémentaire. Par contre, la transformation inverse, c'est-à-dire la transformation de chaleur en travail dans des machines à fonctionnement continu (moteurs) exige, comme on vient de le voir, certaines conditions particulières: existence d'une source chaude et d'une source froide de chaleur et détente du fluide moteur. En outre, même dans le cycle de Carnot qui est le cycle le plus parfait, on ne peut transformer en travail qu'une partie de la chaleur apportée. L'autre partie de cette chaleur est cédée à la source froide.

Ces remarques, qui expriment la particularité des transformations de la chaleur en travail, constituent le deuxième principe de la thermodynamique. C'est M. Lomonossov qui a le premier attiré l'attention sur cette particularité de l'énergie thermique (en 1747).

En 1824, S. Carnot a énoncé le deuxième principe de la thermodynamique de la façon suivante: pour produire du travail avec de la chaleur, il faut disposer d'une différence de température.

Le physicien allemand R. Clausius (1822-1888) a poursuivi les études de Carnot et a énoncé le deuxième principe de la thermodynamique sous la forme d'un postulat: la chaleur ne peut pas passer d'elle-même d'un corps froid à un corps plus chaud par une transformation gratuite, c'est-à-dire sans compensation.

§ 3. Expression mathématique du deuxième principe de la thermodynamique et variation de l'entropie d'un système isolé

D'après les relations (1-113) et (1-116), on peut écrire l'égalité suivante pour un cycle réversible de Carnot:

$$\frac{q_1}{T_1}=\frac{q_2}{T_2}.$$

Si l'on tient compte des signes des quantités q_1 et q_2 ($q_1>0$ et $q_2<0$), on a:

$$\frac{q_1}{T_1}+\frac{q_2}{T_2}=0 \quad \text{ou} \quad \sum \frac{q}{T}=0.$$

Autrement dit, dans un cycle réversible de Carnot la somme des chaleurs réduites * est nulle.

Cette proposition s'applique à tous les cycles réversibles.

Considérons un cycle réversible quelconque (fig. 33). A l'aide des adiabatiques mm', nn' . . . on peut décomposer ce cycle en une infinité de cycles élémentaires de Carnot $mnn'm'm$ dans lesquels les segments mn et $m'n'$ peuvent être considérés comme des isothermes aux températures T_1 et T_2.

* Nous appelons chaleur réduite le rapport de la quantité de chaleur échangée à la température absolue de l'échange.

On peut écrire pour chaque cycle élémentaire de Carnot $\sum \frac{dq}{T} = 0$, si bien que pour l'ensemble d'un cycle quelconque on a:

$$\oint \frac{dq}{T} = 0. \qquad (1\text{-}122)$$

Le signe $\oint$ signifie que l'intégrale est prise sur le contour fermé du cycle.

La grandeur à intégrer est une entropie élémentaire. On peut donc considérer que l'entropie est identique à la chaleur réduite dans un cycle réversible.

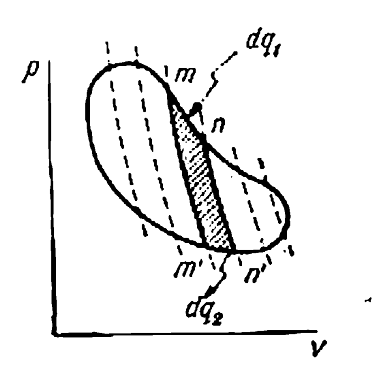


Fig. 33. Cycle réversible quelconque

La relation (1-122) montre que la variation d'entropie d'un fluide est nulle au cours d'un cycle:

$$\oint ds = 0. \qquad (1\text{-}123)$$

Il en résulte que l'entropie est une variable d'état et que ds est la différentielle totale d'une fonction d'état.

Considérons un cycle quelconque (fig. 33) qui est irréversible. D'après la relation (1-119), nous avons l'inégalité suivante pour un cycle élémentaire irréversible de Carnot:

$$1 - \frac{dq_2}{dq_1} < 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

ou encore

$$\frac{dq_2}{dq_1} < \frac{T_2}{T_1} \quad \text{et} \quad \frac{dq_2}{T_2} > \frac{dq_1}{T_1}.$$

Si nous remarquons que $\frac{dq_2}{T_2}$ est négatif et supérieur en valeur absolue à $\frac{dq_1}{T_1}$, nous obtenons:

$$\sum \frac{dq}{T} < 0.$$

Pour l'ensemble d'un cycle irréversible quelconque, nous avons donc:

$$\oint \frac{dq}{T} < 0. \qquad (1\text{-}124)$$

Tenant compte des deux relations (1-122) et (1-124) nous obtenons:

$$\oint \frac{dq}{T} \leqslant 0, \qquad (1\text{-}125)$$

T étant la température absolue des sources de chaleur. L'expression (1-125) est la *forme mathématique du deuxième principe de la thermodynamique appliqué aux transformations fermées.* Le signe d'égalité s'applique aux cycles réversibles et le signe d'inégalité aux cycles irréversibles.

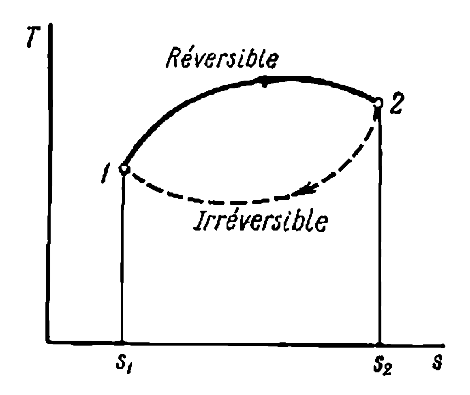


Fig. 34. Variation de l'entropie dans une transformation réversible et une transformation irréversible

Nous calculerons maintenant la variation d'entropie d'un système qui subit une transformation thermodynamique. Si le système suit la transformation thermodynamique réversible *1-2* (fig. 34), nous avons:

$$ds = \left(\frac{dq}{T}\right)_{rév}$$

ou

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \left(\frac{dq}{T}\right)_{rév}. \qquad (1\text{-}126)$$

Si nous ramenons le corps de l'état *2* à l'état *1* par une transformation irréversible quelconque *2-1*, nous parcourrons ainsi un cycle irréversible pour lequel $\oint \frac{dq}{T} < 0$ ou

$$\int_1^2 \left(\frac{dq}{T}\right)_{rév} + \int_2^1 \left(\frac{dq}{T}\right)_{irr} < 0.$$

Dans la transformation réversible *1-2*, nous avons:

$$\int_1^2 \left(\frac{dq}{T}\right)_{rév} = \Delta s_{1-2}.$$

Nous pouvons donc écrire comme suit l'intégrale précédente:

$$\Delta s_{1-2} + \int_2^1 \left(\frac{dq}{T}\right)_{irr} < 0,$$

mais

$$\Delta s_{1-2} = -\Delta s_{2-1}.$$

On a donc:

$$\Delta s_{2-1} > \int_2^1 \left(\frac{dq}{T}\right)_{irr} \quad (1\text{-}127)$$

ou, sous forme différentielle:

$$ds > \left(\frac{dq}{T}\right)_{irr}. \quad (1\text{-}128)$$

Comme la variation d'entropie Δs entre deux états d'équilibre *1* et *2* dépend seulement des valeurs des variables d'état en *1* et en *2*, les relations (1-126) et (1-127) montrent que l'intégrale $\int \frac{dq}{T}$ est égale à la variation d'entropie Δs dans une transformation réversible, et qu'elle est inférieure à Δs dans une transformation irréversible.

La différence

$$\Delta s - \int \left(\frac{dq}{T}\right)_{irr} \quad (1\text{-}129)$$

peut donc constituer *une mesure de l'irréversibilité d'une transformation* et des pertes d'énergie.

Considérons maintenant la variation d'entropie résultant des transformations irréversibles et des transformations réversibles dans un système isolé, c'est-à-dire dans un système qui ne peut pas effectuer d'échanges de chaleur avec les corps qui lui sont extérieurs ($q = 0$ et $dq = 0$).

Si le système isolé est le siège de transformations réversibles, la variation d'entropie de ce système est nulle d'après (1-126):

$$\Delta s_{syst} = 0. \quad (1\text{-}130)$$

Nous avons donc

$$s_2 = s_1 = \text{const.}$$

Les transformations réversibles ne provoquent donc aucune variation de l'entropie dans un système isolé.

Si le système isolé est le siège de transformations irréversibles, on a d'après (1-128) :

$$\Delta s_{syst} > 0 \qquad (1\text{-}131)$$

ou encore

$$s_2 > s_1.$$

Autrement dit, dans un système isolé les transformations irréversibles accroissent l'entropie du système.

Tenant compte des deux relations (1-130) et (1-131), nous avons :

$$\Delta s_{syst} \geqslant 0. \qquad (1\text{-}132)$$

Cette inégalité est également une *expression mathématique du deuxième principe de la thermodynamique*, elle exprime le principe de l'augmentation de l'entropie.

Les phénomènes qui se déroulent autour de nous dans la nature sont irréversibles et sont accompagnés d'une augmentation d'entropie. Clausius a donc conclu que l'entropie de l'Univers tend vers un maximum et que l'Univers atteindra finalement un équilibre thermique caractérisé par la disparition de tous les phénomènes thermiques. Il appela la « mort thermique » cette situation de l'Univers. La philosophie réactionnaire utilisa cette conception pour justifier par le deuxième principe de la thermodynamique sa croyance à la « fin » du monde et par suite à un « début » du monde.

Le caractère antiscientifique de l'affirmation de Clausius, suivant laquelle l'entropie de l'Univers tend vers un maximum, tient à ce que, sans aucune justification, il a appliqué le principe d'augmentation de l'entropie d'un système isolé au système infini constitué par l'Univers.

En outre, la loi d'augmentation de l'entropie résulte d'observations de phénomènes concernant des corps macroscopiques qui se trouvent dans les conditions terrestres. Dans le monde intersidéral, où la matière est extraordinairement raréfiée, il est possible que des transformations soient accompagnées par une diminution d'entropie et par le dégagement d'énergies énormes.

En s'appuyant sur la physique statistique et sur la théorie des probabilités, L. Boltzmann et puis M. Smoloukhovski et N. Pirogov, professeur de l'Université de Kiev, ont montré que le passage de la chaleur d'un corps chaud à un corps moins chaud, qui est accompagné par une augmentation de l'entropie, est simplement le phénomène le plus probable mais n'est pas absolument nécessaire.

En appliquant les lois de la statistique à l'étude du mouvement désordonné des molécules d'un gaz parfait, Boltzmann a établi une relation quantitative entre l'entropie d'un état et la probabilité (P) de cet état :

$$s = k \ln P.$$

Si un phénomène ou une transformation quelconque fait passer un système isolé d'un état moins probable à un état plus probable, ce phénomène est accompagné par une augmentation de l'entropie du système. La répartition uniforme des molécules d'un gaz dans la totalité du volume d'un récipient quelconque est la situation la plus probable. Le mouvement désordonné des molécules peut néanmoins troubler l'uniformité de la densité du gaz à l'intérieur du récipient. Cette perturbation ou non-uniformité est d'autant moins probable qu'elle est plus importante. Mais elle reste néanmoins possible, et de telles perturbations ont encore une probabilité appréciable lorsqu'on observe des systèmes comprenant un petit nombre de molécules.

Dans certains cas particuliers, l'entropie d'un système peut donc non pas augmenter, mais au contraire diminuer. Des phénomènes accompagnés par une diminution d'entropie peuvent se produire dans le « micromonde » et dans les espaces énormes de l'Univers. Le deuxième principe de la thermodynamique a donc un caractère non pas *absolu* mais *statistique*.

Avant les travaux de L. Boltzmann, F. Engels avait déjà rejeté la théorie idéaliste de la mort thermique de l'Univers qui aboutit d'une façon erronée à nier l'éternité et le mouvement de la matière.

Engels écrit en effet : « Nous sommes donc amenés à conclure que la chaleur rayonnée dans l'espace intersidéral doit pouvoir d'une façon quelconque (que la science devra élucider plus tard) se transformer en une autre forme de mouvement sous laquelle elle pourra de nouveau se concentrer et commencer à fonctionner activement. Cela supprime la difficulté principale s'opposant à ce que l'on reconnaisse la possibilité de la transformation des soleils morts en une nébuleuse incandescente, transformation inverse de leur évolution antérieure ».

Plusieurs découvertes scientifiques récentes ont brillamment confirmé cette pensée d'Engels.

Les travaux des savants soviétiques V. Ambartsoumian, V. Fessenkov et O. Chmidt ont montré que la formation des étoiles s'est toujours produite et continue à se poursuivre, c'est-à-dire que l'Univers est à notre époque le siège des phénomènes caractérisés par une concentration de l'énergie.

Chapitre V

LES CYCLES THÉORIQUES DES MACHINES THERMIQUES

§ 1. Les cycles des moteurs à combustion interne

Les moteurs thermiques diffèrent les uns des autres par les propriétés des fluides moteurs qu'ils emploient, par la façon dont on produit l'énergie mécanique et par la forme des transformations thermodynamiques constituant les cycles de ces moteurs.

Les moteurs dans lesquels la production de la chaleur ainsi que la transformation de cette chaleur en travail mécanique se font dans un même organe (cylindre moteur) sont appelés des *moteurs à combustion interne*.

Du point de vue thermodynamique, un moteur à combustion interne de même que tout autre moteur thermique devrait fonctionner suivant le cycle de Carnot, puisque ce cycle possède le rendement thermique le plus élevé. Mais par suite de difficulté de construction, on n'a pas pu réaliser un moteur à combustion interne dans lequel le fluide moteur recevrait et céderait sa chaleur en transformations isothermiques *.

La pratique a montré qu'il est plus commode de fournir la chaleur au fluide moteur suivant une isochore ou une isobare, ou suivant une transformation intermédiaire entre l'isochore et l'isobare.

Ceci étant, on a élaboré pour les moteurs à combustion interne les trois cycles théoriques ayant une certaine importance pratique:

1) cycle à apport de chaleur à volume constant;

2) cycle à apport de chaleur à pression constante;

3) cycle mixte, dans lequel la chaleur est fournie au fluide moteur en partie à volume constant et en partie à pression constante.

Dans l'étude thermodynamique des cycles des moteurs à combustion interne, il est convenu que l'on remplace par des phénomènes ou transformations réversibles les phénomènes ou transformations réels (à frottement et échange de chaleur) qui se produisent dans le cylindre.

On admet que le fluide moteur est un gaz parfait, et que la série des transformations effectuées dans le moteur constitue un cycle fermé. En réalité, dans les moteurs le fluide moteur ne revient pas chaque fois dans son état initial, et est rejeté hors du cylindre

---

* Avec des températures $t_1 = 1\,800°$ C et $t_2 = 15$ °C que l'on rencontre dans les moteurs actuels, un cycle de Carnot correspondrait à une pression maximale de l'ordre de 3 000 bars et à des dimensions de moteur fantastiques. Dans les moteurs réels la pression atteint 40 à 50 bars.

(échappement) et remplacé par du fluide frais (aspiration). Malgré cette simplification des phénomènes, l'étude des cycles théoriques des moteurs à combustion interne a une grande importance dans la

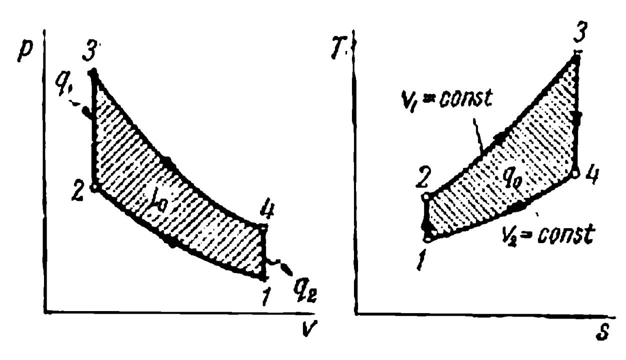


Fig. 35. Diagrammes *pv* et *Ts* d'un cycle avec apport de chaleur à volume constant

recherche des conditions optimales de transformation de l'énergie thermique et pour la détermination des facteurs dont dépend la valeur économique des moteurs.

Le cycle avec apport de chaleur à volume constant (v = const) est le prototype des cycles moteurs à allumage extérieur * : moteurs

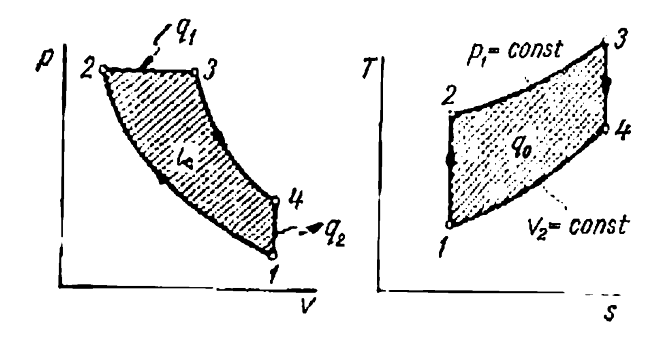


Fig. 36. Diagrammes *pv* et *Ts* d'un cycle à apport de chaleur à pression constante

d'automobiles, d'avions, etc. Ce cycle comprend deux adiabatiques et deux isochores (fig. 35). L'adiabatique *1-2* correspond à la compression du mélange combustible, l'isochore *2-3* correspond à la combustion du mélange (apport de chaleur q_1) qui fait croître la pression jusqu'à p_3. Ensuite, les produits de la combustion se détendent adiabatiquement (courbe *3-4*). Dans la transformation isochore *4-1*, on enlève au gaz la quantité de chaleur q_2.

Le cycle avec apport de chaleur isobare (p = const) comprend deux adiabatiques, une isobare et une isochore (fig. 36). Le gaz,

* L'allumage est provoqué par une étincelle électrique.

c'est-à-dire l'air, est comprimé suivant l'adiabatique *1-2*, ce qui échauffe l'air jusqu'à la température nécessaire à l'auto-allumage du combustible. La transformation isobare *2-3* consiste en l'injection du combustible et sa combustion (apport de chaleur q_1). Ensuite, le gaz de combustion se détend adiabatiquement suivant *3-4*, puis s'échappe à l'extérieur suivant l'isochore *4-1* (prélèvement de chaleur q_2). Ce cycle est le cycle du moteur Diesel.

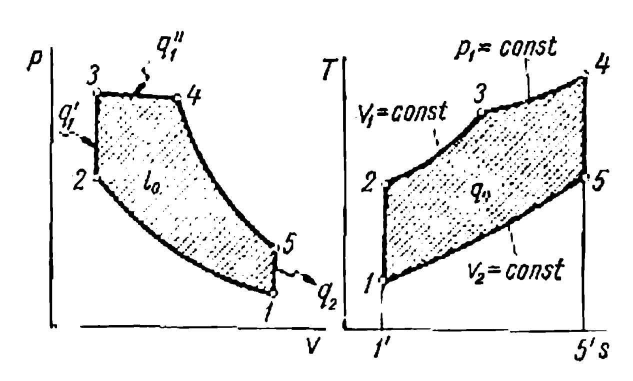


Fig. 37. Diagrammes *pv* et *Ts* d'un cycle intermédiaire (apport de chaleur à volume constant puis à pression constante)

Le cycle à apport mixte de chaleur utilise les avantages des deux cycles précédents, dont il est une combinaison (fig. 37).

Nous emploierons les notions suivantes pour caractériser les diverses phases du cycle:

$\frac{v_1}{v_2}=\varepsilon$ rapport ou coefficient de compression volumétrique;

$\frac{p_3}{p_2}=\lambda$ rapport ou coefficient de compression manométrique;

$\frac{v_4}{v_3}=\rho$ rapport ou coefficient de détente préalable.

La température du gaz aux divers sommets du cycle à apport mixte de chaleur peut être calculée facilement en fonction de sa température initiale T_1, si l'on considère le fluide moteur comme un gaz parfait. Pour la transformation adiabatique *1-2* la relation (1-68) nous donne:

$$T_2=T_1\varepsilon^{k-1}.$$

Pour la transformation isochore *2-3* la relation (1-46) nous donne:

$$T_3=\lambda T_2=T_1\lambda\varepsilon^{k-1}.$$

Pour la transformation isobare *3-4* d'après (1-51), nous avons:

$$T_4=\rho T_3=T_1\rho\lambda\varepsilon^{k-1}.$$

Enfin, la détente adiabatique *4-5* nous donne:

$$\frac{T_5}{T_4}=\left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{k-1}=\left(\frac{v_4}{v_3}\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}=\rho^{k-1}\cdot\frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

d'où nous tirons:

$$T_5=T_4\rho^{k-1}\cdot\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}=T_1\lambda\rho^k.$$

Les quantités de chaleur fournie et enlevée dans le cycle ont respectivement les valeurs suivantes:

$$q_1=q_1'+q_1''=c_v(T_3-T_2)+c_p(T_4-T_3)=c_vT_1\varepsilon^{k-1}[(\lambda-1)+k\lambda(\rho-1)];$$

$$q_2=c_v(T_5-T_1)=c_vT_1(\lambda\rho^k-1).$$

Le rendement thermique du cycle à apport mixte de chaleur a donc pour valeur:

$$\eta_{t_{vp}}=1-\frac{q_2}{q_1}=1-\frac{c_vT_1\lambda\rho^k-1}{c_vT_1\varepsilon^{k-1}[(\lambda-1)+k\lambda(\rho-1)]}=$$

$$=1-\frac{\lambda\rho^k-1}{\varepsilon^{k-1}[(\lambda-1)+k\lambda(\rho-1)]}. \qquad (1\text{-}133)$$

Cette expression montre que le rendement thermique augmente avec le coefficient de compression ε et dépend également de λ et de ρ. Avec $\rho=1$, le cycle à apport mixte de chaleur devient un cycle à apport de chaleur isochore, qui a le rendement thermique suivant:

$$\eta_{t_v}=1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \qquad (1\text{-}134)$$

Avec $\lambda=1$, le cycle devient un cycle à apport de chaleur isobare, qui a le rendement suivant d'après (1-133):

$$\eta_{t_p}=1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\frac{\rho^k-1}{k(\rho-1)}. \qquad (1\text{-}135)$$

La comparaison des expressions (1-134) et (1-135) montre que, pour une même valeur du coefficient de compression, le cycle à apport de chaleur isochore a un rendement thermique supérieur au cycle à apport de chaleur isobare. Mais dans la pratique, les moteurs à apport de chaleur isobare utilisent une plus forte compression, si bien qu'ils sont plus économiques que les moteurs à apport de chaleur isochore *. Il est donc plus logique de comparer ces deux cycles ayant les mêmes valeurs extrêmes des pressions et des températures, c'est-à-dire ayant les mêmes conditions de contrainte thermique et de contrainte mécanique.

* Dans les moteurs à apport de chaleur isochore, la compression ne doit pas provoquer l'auto-allumage du mélange combustible, car cela pourrait faire éclater le moteur.

Avec les notations adoptées, les rendements thermiques sont exprimés de la façon suivante en fonction des diverses aires des cycles (fig. 38) :

$$\eta_{t_v} = 1 - \frac{c}{b+c}, \quad \eta_{t_p} = 1 - \frac{c}{a+b+c}.$$

La grandeur retranchée de l'unité est plus petite dans le deuxième

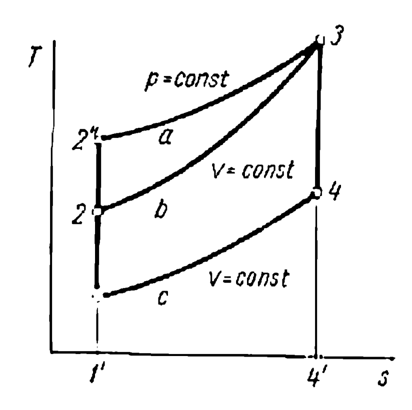


Fig. 38. Cycles à volume constant et à pression constante fonctionnant entre les mêmes valeurs limites de l'entropie

cas que dans le premier. Lorsque les variables d'état extrêmes sont les mêmes dans les deux cycles, nous avons donc :

$$\eta_{t_p} > \eta_{t_v}.$$

§ 2. Les cycles des turbines à gaz

La présence de piston à mouvement alternatif constitue l'inconvénient essentiel des moteurs à combustion interne.

Cette particularité ne permet pas de construire des moteurs à piston puissants, dont les dimensions et le poids soient faibles. Dans les turbines à gaz, de même que dans les moteurs à combustion interne, le fluide moteur est constitué habituellement par les produits de la combustion d'un combustible liquide ou gazeux; mais le mouvement rectiligne alternatif est remplacé par la rotation d'une roue, sous l'effet d'un jet de gaz.

Les cycles les plus simples des turbines à gaz sont les suivants: cycle à apport de chaleur isobare, cycle à apport de chaleur isochore (cycle isobare et cycle isochore). Ces cycles diffèrent des cycles correspondants des moteurs à combustion interne par le mode de prélèvement de la chaleur (le prélèvement isochore est remplacé par un prélèvement isobare).

Les turbines à gaz actuelles utilisent principalement l'apport de chaleur isobare. Le schéma d'une telle installation est représenté fig. 39.

Pour faire l'étude thermodynamique d'un cycle de turbine à gaz, il faut schématiser les transformations qui s'y déroulent,

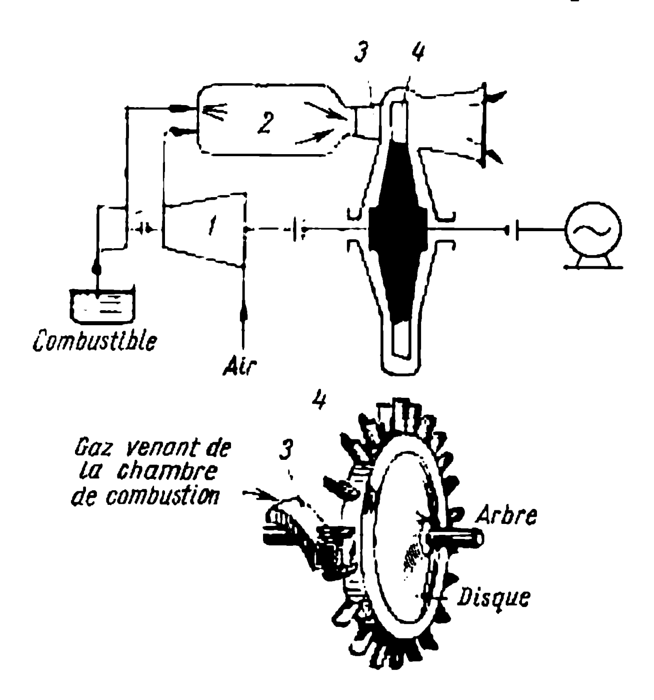


Fig. 39. Schéma d'une turbine à gaz à apport de chaleur isobare

c'est-à-dire considérer que ces transformations sont réversibles, supposer que le cycle est fermé et que c'est toujours la même quantité de fluide moteur qui travaille.

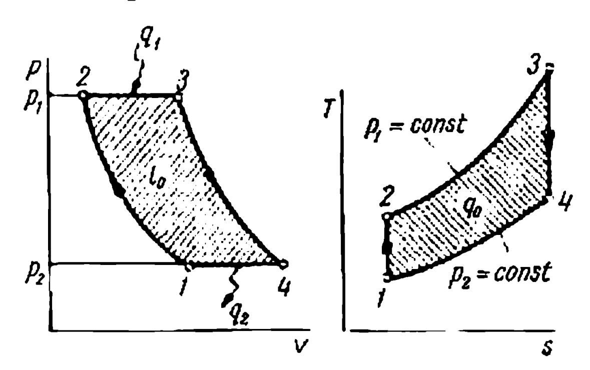


Fig. 40. Diagrammes *pv* et *Ts* d'un cycle de turbine à gaz à apport de chaleur isobare

Le cycle théorique avec apport de chaleur isobare comprend (fig. 40) : la compression adiabatique de l'air *1-2* qui se fait dans

le compresseur *1* (fig. 39), l'apport de chaleur isobare *2-3* qui se fait dans la chambre de combustion *2*, la détente adiabatique *3-4* des produits de combustion qui se fait dans les tuyères *3* et la transformation de l'énergie cinétique du jet gazeux en travail sur les ailettes motrices *4*, le prélèvement de chaleur des gaz brûlés à l'échappement *4-1* au milieu extérieur à pression constante.

On peut calculer le rendement thermique du cycle de turbine à gaz à l'aide de la relation générale:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Les valeurs respectives de q_1 et q_2 sont les suivantes:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2), \quad q_2 = c_p (T_4 - T_1).$$

On a donc:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}.$$

Les transformations adiabatiques *1-2* et *3-4* permettent d'écrire:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

On a $p_2 = p_3$ et $p_4 = p_1$. Il en résulte que $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_1}{T_4}$. Donc le rendement η_t peut s'écrire:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2}.$$

Si nous remarquons que $\varepsilon = v_1/v_2$ dans la compression adiabatique *1-2* et que d'autre part

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1},$$

on obtient l'expression suivante du rendement thermique du cycle de la turbine à gaz:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1\text{-}136)$$

Cette formule (1-136) montre que le rendement thermique du cycle de turbine à gaz avec apport de chaleur isobare augmente avec le coefficient de compression ε.

§ 3. Le fonctionnement du compresseur

Pour obtenir des gaz comprimés, on emploie des machines que l'on appelle des compresseurs.

D'après leur mode de fonctionnement et leur construction, on classe les compresseurs en compresseurs à piston, compresseurs centrifuges, compresseurs axiaux et compresseurs à jet de vapeur. Les compresseurs à piston sont les plus répandus.

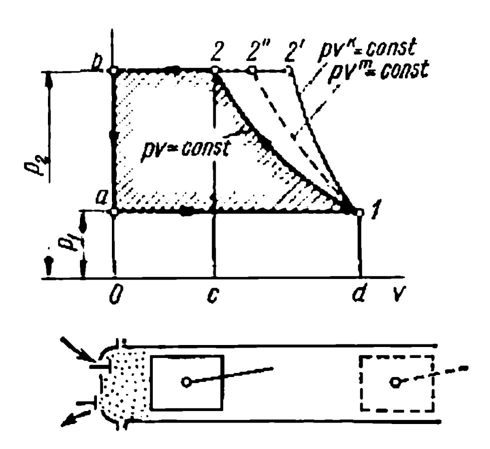


Fig. 41. Diagramme *pv* du fonctionnement d'un compresseur

Un compresseur à piston comprend un cylindre à l'intérieur duquel un piston est animé d'un mouvement rectiligne alternatif. La fig. 41 représente schématiquement un compresseur et le cycle de son fonctionnement. La ligne *a-1* représente la phase d'aspiration, pendant laquelle le gaz ne subit aucune modification (p_1 et T_1 sont constantes). La courbe *1-2* représente la compression, qui peut être isotherme (*1-2*), adiabatique (*1-2'*) ou bien polytropique (*1-2''*). La ligne *2-b* représente la phase de refoulement du gaz dans un réservoir quelconque, p_2 et T_2 restant constantes pendant cette phase.

Au début de la course suivante du piston, la soupape d'aspiration s'ouvre de nouveau, la pression à l'intérieur du cylindre tombe de p_2 à p_1 (théoriquement d'une façon instantanée, c'est-à-dire suivant la verticale *b-a*), et le cycle se répète.

Le travail produit par le moteur du compresseur pour comprimer 1 kg de gaz peut être calculé comme suit:

$$l = \text{aire } 1\,2\,cd\,1 + \text{aire } 2\,boc\,2 - \text{aire } a1\,doa$$

ou encore

$$l = p_2 v_2 + \int_1^2 p\,dv - p_1 v_1.$$

On a :

$$\text{compression isotherme : } \int_1^2 p\,dv = rT_1 \ln \frac{v_1}{v_2} ;$$

$$\text{compression adiabatique : } \int_1^2 p\,dv = \frac{1}{k-1}(p_2v_2 - p_1v_1) ;$$

$$\text{compression polytropique : } \int_1^2 p\,dv = \frac{1}{n-1}(p_2v_2 - p_1v_1).$$

On peut donc calculer le travail produit par le moteur du compresseur à l'aide des formules suivantes :

$$\text{compression isotherme : } l = rT_1 \ln \frac{v_1}{v_2} ; \qquad (1\text{-}137)$$

compression adiabatique :

$$l = \frac{k}{k-1}(p_2v_2 - p_1v_1) = \frac{k}{k-1} p_1v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] ; \qquad (1\text{-}138)$$

compression polytropique :

$$l = \frac{n}{n-1}(p_2v_2 - p_1v_1) = \frac{n}{n-1} p_1v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \qquad (1\text{-}139)$$

Le travail de compression adiabatique (à l'intérieur du compresseur) peut également être calculé par la formule suivante, applicable également aux gaz réels (vapeurs) :

$$l = \frac{1}{A}(i_2 - i_1) \quad \text{kJ} \qquad (1\text{-}140)$$

ou

$$A = 4{,}18 \text{ kj/kcal}$$

et i_1 et i_2 représentent respectivement la valeur initiale et finale de l'enthalpie du gaz.

Dans ce cas, il est commode de calculer la chute d'enthalpie à l'aide du diagramme *is* (fig. 42).

La puissance théorique du moteur qui est nécessaire pour entraîner le compresseur est donnée par la relation:

$$N_{th} = \frac{GAl}{860} kW, \qquad (1\text{-}141)$$

avec G débit du compresseur, en kg/s.

La fig. 41 montre que le travail correspondant à un cycle est minimal, si l'on adopte la compression isotherme. Mais il est pratiquement impossible de réaliser une compression isotherme. Généralement, l'air est comprimé d'une façon polytropique, avec un exposant n compris entre 1,2 et 1,25.

Dans un compresseur à un seul étage, le coefficient de compression est limité par la température limite admissible de l'air. L'échauffement de l'air rend le graissage plus difficile.

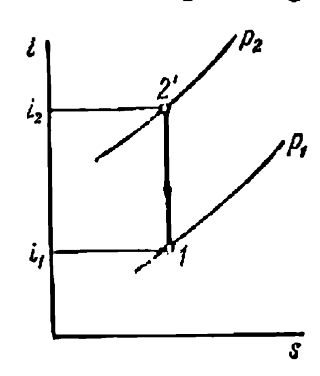


Fig. 42. Diagramme *is* de la compression adiabatique dans un compresseur

Lorsqu'on veut obtenir de l'air ou un gaz à haute pression (pression supérieure à 10 ou 12 bars eff), on emploie des compresseurs à plusieurs étages, avec refroidissement du gaz après chaque étage. En agissant ainsi, on se rapproche d'ailleurs davantage du fonctionnement isotherme, qui est le fonctionnement le plus économique du compresseur.

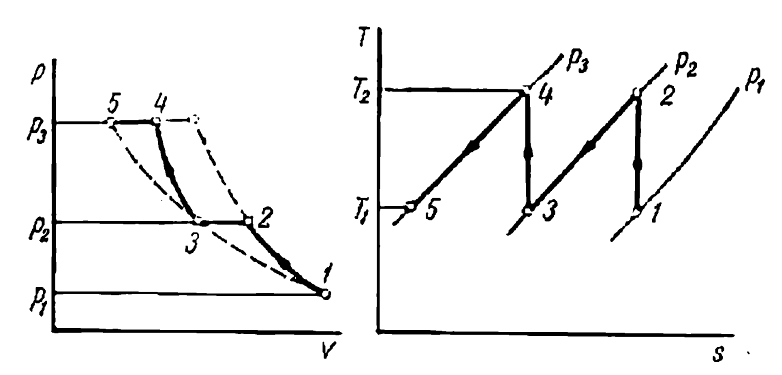


Fig. 43. Diagrammes *pv* et *Ts* de la compression dans un compresseur à deux étages

Dans cette façon de faire, on s'efforce d'obtenir que le gaz soit admis dans tous les étages successifs à une même température. Le calcul spécial montre que, dans ce cas, le mode de compression à plusieurs étages qui est le plus avantageux est celui dans lequel le rapport de compression est le même dans tous les étages successifs.

La fig. 43 représente les diagrammes *pv* et *Ts* de la compression dans un compresseur à deux étages. Les courbes *1-2* et *3-4* représentent les compressions adiabatiques dans les deux étages du compresseur; les courbes *2-3* et *4-5* représentent les refroidissements successifs du gaz dans les réfrigérants intermédiaires à p = const.

§ 4. Le cycle fondamental d'une installation motrice à vapeur

A l'aide de la vapeur d'eau, les installations motrices à vapeur transforment en énergie mécanique l'énergie thermique des combustibles organiques ou nucléaires.

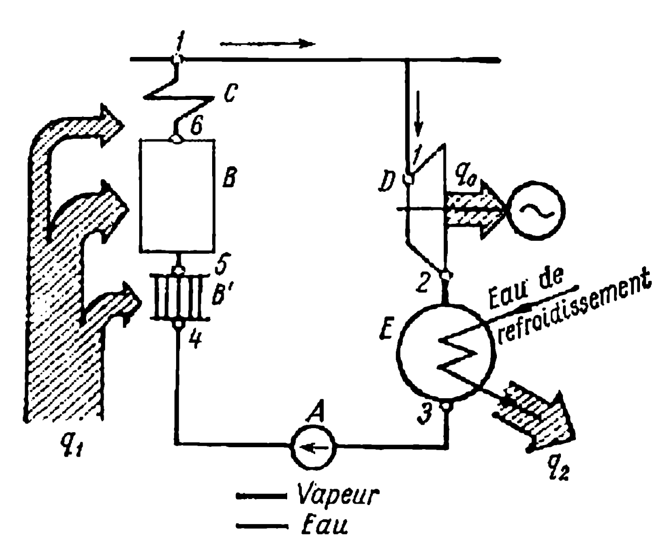


Fig. 44. Schéma de principe d'une installation motrice à vapeur

La fig. 44 représente le schéma de principe d'une installation motrice à vapeur extrêmement simple. Nous étudierons les variations d'état du fluide moteur simultanément sur un diagramme *pv* et un diagramme *Ts* (fig. 45).

L'état initial (point *3*) est l'état de l'eau liquide, qui à une certaine température est comprimée (transformation *3-4*) par la pompe *A* (fig. 44), et puis envoyée dans la chaudière *B* à travers le réchauffeur d'eau d'alimentation *B'* (économiseur).

Dans la chaudière à vapeur, l'eau est réchauffée à pression constante (transformation *4-5*) jusqu'à la température d'ébullition (point *5* de la courbe frontière inférieure). Ensuite l'eau s'évapore dans la même chaudière (transformation *5-6*). Comme actuellement on emploie rarement la vapeur saturée sèche dans les installations motrices, elle est ensuite surchauffée dans le surchauffeur *C* jusqu'à la température désirée (transformation *6-1*).

Par un conduit de vapeur, la vapeur surchauffée est envoyée dans la machine à vapeur D, où elle se détend adiabatiquement en produisant un travail extérieur (transformation *1-2*).

Pour extraire de la vapeur un travail aussi grand que possible, il faut que la pression de la vapeur soit aussi faible que possible à la sortie du moteur à vapeur. Dans ce but, la vapeur sortant du moteur est envoyée dans un organe spécial, le condenseur E, dans lequel on maintient une pression inférieure à la pression atmosphérique (le vide au condenseur). Dans le condenseur, à l'aide d'une

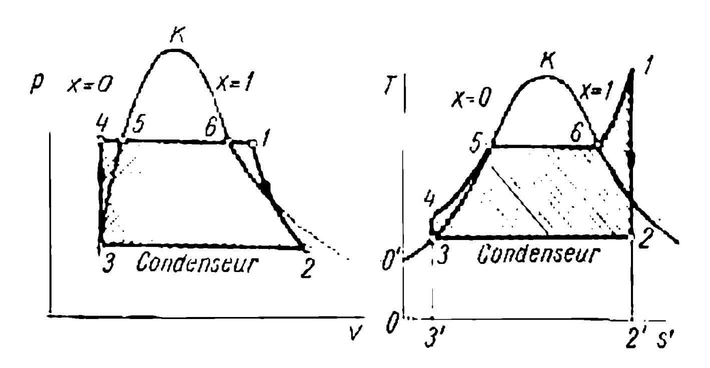


Fig. 45. Diagrammes *pv* et *Ts* du cycle fondamental des installations motrices à vapeur

circulation d'eau provenant de l'extérieur (eau de refroidissement), on enlève à la vapeur la chaleur latente de vaporisation. La vapeur passe ainsi à l'état liquide, à pression et température constantes (phase de condensation *2-3*). Ensuite, un autre cycle commence. Le cycle moteur à vapeur que nous venons d'examiner est appelé cycle de Rankine.

On peut calculer le rendement thermique du cycle de Rankine par la relation générale:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}.$$

Dans ce cycle, la quantité de chaleur q_1 est fournie pendant le parcours *4-5-6-1* à pression constante (fig. 45). On peut calculer q_1 par la relation (1-56):

$$q_1 = i_1 - i_2',$$

où i_1 est l'enthalpie de la vapeur à l'admission dans la turbine; cette enthalpie correspond à l'aire *0-0'-3-4-5-6-1-2-2'-0*;

i_2' est l'enthalpie du liquide (condensat) à l'entrée dans la chaudière; cette enthalpie correspond à l'aire *0-0'-3-3'-0*.

La quantité de chaleur q_2 perdue par la vapeur à pression constante dans la phase *2-3*, c'est-à-dire dans le condenseur, a pour

valeur:

$$q_2 = i_2 - i_2',$$

où i_2 est l'enthalpie de la vapeur sortant de la turbine, cette enthalpie correspond à l'aire *0-0'-3-2-2'-0*.

En introduisant les valeurs de q_1 et q_2 dans l'expression du rendement, nous obtenons:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2' - (i_2 - i_2')}{i_1 - i_2'} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}. \qquad (1\text{-}142)$$

Il est facile à voir que dans ce cycle l'aire *4-5-6-1-2-2'-3'-3-4* représente la quantité de chaleur q_1 fournie au fluide, que l'aire

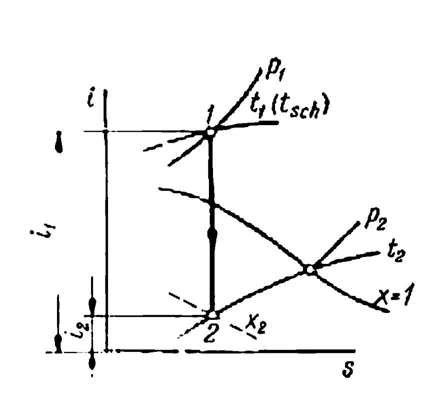


Fig. 46. Détermination de la chute de chaleur dans un cycle à l'aide d'un diagramme *is*

Fig. 47. Représentation d'une détente adiabatique irréversible de la vapeur dans une turbine à l'aide d'un diagramme *is*

2-2'-3'-3-2 représente la quantité de chaleur q_2 perdue par le fluide, et que l'aire *4-5-6-1-2-3-4* représente la chaleur $q_0 = q_1 - q_2$ réellement utilisée.

Il est très commode de calculer le rendement à l'aide d'un diagramme *is*, dans lequel i_1 et i_2 sont déterminés d'après les variables d'état initiales et finales de la détente adiabatique de la vapeur dans la turbine (fig. 46), variables qui sont connues. Pour l'eau, on peut poser $i_2' \approx t_2$, parce que $c_p \approx 1$. Pour plus de précision, on calcule i_2' à l'aide des tables de vapeur saturée.

La consommation spécifique de vapeur, c'est-à-dire la consommation de vapeur par kWh, est une caractéristique importante dans les calculs. Comme 1 kWh équivaut à 860 kcal, on calcule la consommation spécifique théorique de vapeur par la relation suivante:

$$d_0 = \frac{860}{i_1 - i_2} \text{ kg/kWh}. \qquad (1\text{-}143)$$

Les transformations réelles s'effectuent d'une façon irréversible, à la différence de ce qui se passe dans un cycle parfait d'une installa-

tion motrice à vapeur constitué par des transformations réversibles. Par exemple, la détente de la vapeur dans une turbine subit des pertes d'énergie, provoquées principalement par le frottement de la vapeur contre les parois et par le frottement interne de la vapeur, si bien qu'une partie du travail effectué par la détente de la vapeur est absorbée par des pertes. Le travail de frottement est transformé en chaleur, ce qui fait passer l'enthalpie de la vapeur de i_2 à i_{2d} à la fin de la détente (fig. 47). Dans la turbine, la détente adiabatique réelle de la vapeur s'effectue donc d'une façon irréversible et est accompagnée par un accroissement de l'entropie. Elle est représentée non pas par la droite *1-2*, mais par la courbe *1-2*$_d$ (fig. 47) qui est la représentation graphique conventionnelle d'une transformation adiabatique irréversible.

Le travail utile produit dans un cycle réel (que l'on appelle travail d'indicateur) a pour valeur:

$$l_i = \frac{1}{A}(i_1 - i_{2d}).$$

Ce travail est évidemment inférieur au travail d'un cycle parfait, qui a pour valeur:

$$l_0 = \frac{1}{A}(i_1 - i_2).$$

Le rapport

$$\frac{l_i}{l_0} = \frac{i_1 - i_{2d}}{i_1 - i_2} = \eta_{oi} \qquad (1\text{-}144)$$

est appelé *rendement interne relatif*. Ce rendement caractérise la perfection des transformations réelles, comparativement aux transformations théoriques ou parfaites.

On appelle *rendement interne absolu* le rapport de la quantité de chaleur utilisée dans le cycle réel à la quantité de chaleur consommée dans le cycle:

$$\frac{i_1 - i_{2d}}{i_1 - i_2'} = \eta_i. \qquad (1\text{-}145)$$

Les formules (1-142), (1-144) et (1-145) nous donnent:

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}. \qquad (1\text{-}146)$$

§ 5. Les diverses façons d'améliorer les qualités économiques du cycle fondamental

Accroissement de la pression initiale de la vapeur p_1. Le diagramme *is* de la fig. 48 montre que, lorsqu'on fait croître la pression initiale ($p_1'' > p_1'$) sans faire varier t_1 et p_2, il en résulte une diminution de l'enthalpie i_1, mais par contre une forte augmentation de la chute de chaleur $i_1 - i_2$. Corrélativement, le rendement

thermique du cycle de Rankine augmente. Par exemple, si la pression initiale passe de 20 à 100 at. abs. avec $t_1 = 500\,°C$ et $p_2 = 0{,}04$ at. abs., le rendement η_t du cycle de Rankine passe de 0,368 à 0,426. Il augmente donc de 16,2 %.

Par contre, le diagramme *is* montre qu'une augmentation de la pression initiale de la vapeur a l'inconvénient de faire croître l'humidité de cette vapeur à la fin de la détente*.

Pour éviter l'accroissement de cette humidité au-delà d'une certaine limite admissible, on accroît la température de surchauffe, ou bien on pratique la *surchauffe intermédiaire* ou *resurchauffe*. Le principe de la resurchauffe est le suivant: après que la vapeur a été détendue

Fig. 48. Influence de la pression initiale de la vapeur sur la chute de chaleur disponible

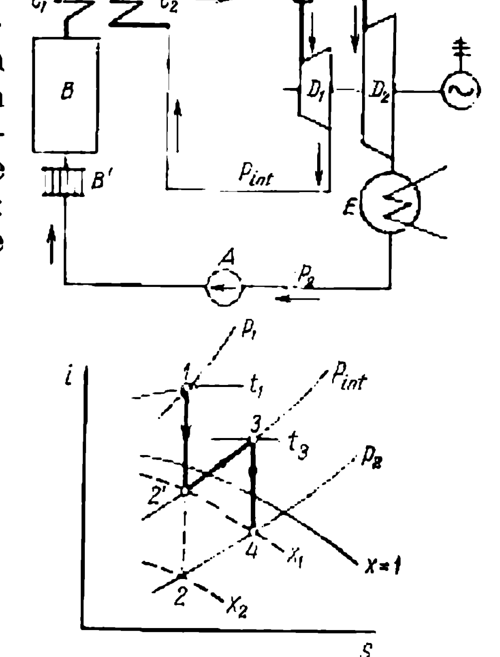


Fig. 49. Schéma d'une installation à resurchauffe. Diagramme *is* du cycle correspondant

dans les premiers étages de la turbine (*1-2* sur la fig. 49), on lui fait subir une deuxième surchauffe à pression constante p_{int} jusqu'à une certaine température t_3, dans un deuxième réchauffeur C_2; ensuite, la vapeur est admise dans l'étage suivant D_2 de la turbine, où elle se détend (*3-4* sur la fig. 49) jusqu'à la pression du condenseur. La resurchauffe a pour effet de faire croître la proportion de vapeur sèche de x_2 jusqu'à x_1 ($x_1 > x_2$).

La resurchauffe a également pour effet d'accroître le rendement thermique de la turbine.

---

* Les gouttelettes d'eau qui se forment dans les derniers étages d'une turbine, provoquent une usure mécanique par érosion sur les ailettes motrices et réduisent le rendement global de la turbine.

Accroissement de la température de surchauffe. On peut facilement expliquer l'influence de la température de la vapeur sur le rendement thermique d'un cycle à l'aide du diagramme *is* de la fig. 50.

Lorsqu'on fait croître la température t_1 ($t_1'' > t_1' > t_1$) sans faire varier p_1 et p_2, la chute d'enthalpie $i_1 - i_2$ augmente davantage que l'enthalpie i_1. Il en résulte une augmentation du rendement η_t. Outre cette augmentation du rendement thermique, la surchauffe de la vapeur a également pour effet de réduire l'humidité de cette vapeur ($x_1 > x_2 > x_3$). Dans les installations motrices à vapeur

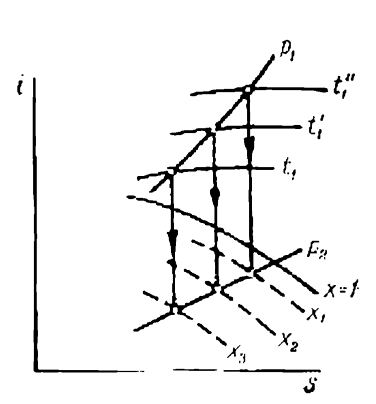


Fig. 50. Influence de la température initiale de la vapeur sur la chute de chaleur disponible

Fig. 51. Influence de la pression finale de la vapeur sur la chute de chaleur disponible

modernes, l'augmentation de la température de la vapeur est limitée en principe exclusivement par la résistance des métaux à la chaleur. Les pressions de vapeur atteignent actuellement 150 à 200 bars et même davantage et les températures dépassent parfois 600° C.

Abaissement de la pression finale p_2. La fig. 51 représente la détente de la vapeur pour des valeurs constantes de p_1 et t_1 et des valeurs variables de la pression finale ($p_2' > p_2'' > p_2'''$).

On voit sur cette figure que l'abaissement de la pression fait croître fortement la chute d'enthalpie $i_1 - i_2$, et par suite augmente le rendement thermique du cycle.

On choisit les caractéristiques numériques optimales des cycles en se basant sur des calculs technico-économiques.

Les installations motrices à vapeur des centrales électriques modernes sont caractérisées par une augmentation progressive des caractéristiques initiales de la vapeur.

§ 6. Réseaux de chauffage

D'après le deuxième principe de la thermodynamique, une fraction importante de la quantité de chaleur cédée au fluide moteur (vapeur) par la source supérieure de chaleur (chaudière à vapeur)

ne peut pas être transformée en énergie mécanique. Dans le cycle (considéré plus haut) comportant une phase de condensation de la vapeur, près de la moitié de la chaleur contenue dans le combustible (q_2) est cédée à l'eau de refroidissement ayant une température de 25 à 30 °C, même dans les conditions les plus avantageuses. Or une eau dont la température est si modérée ne peut servir ni au chauffage, ni à aucun travail technique.

Pour pouvoir utiliser la chaleur contenue dans l'eau de refroidissement, il est utile d'accroître la température de cette eau. Pour

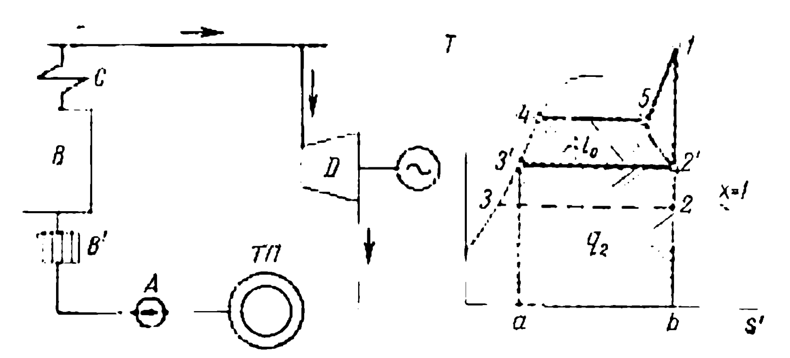


Fig. 52. Schéma d'une installation motrice à réseau de chaleur. Diagramme *Ts* du cycle correspondant

cela, il faut accroître la pression de la vapeur sortant de la turbine. On réalise ainsi des installations fonctionnant avec un mauvais vide, c'est-à-dire avec une contre-pression. De telles installations ont alors la double tâche qui consiste d'une part à produire de l'énergie électrique et d'autre part à distribuer de la chaleur sous la forme de vapeur ou d'eau chaude. On les appelle des *installations à réseau de chauffage*.

La fig. 52 représente schématiquement le cycle d'une installation *à réseau de chauffage*. Dans une telle installation, qui ne comporte pas de condenseur, la vapeur sort de la turbine à une pression et une température relativement élevées (point 2') et est envoyée à l'usager ou consommateur de chaleur TП. Après avoir cédé la quantité de chaleur q_2 à l'usager, la vapeur est condensée (phase *2'-3'*), et l'eau est renvoyée à la chaudière.

Au lieu du cycle à condensation *1-2-3-4-5*, nous obtenons le cycle à distribution de chaleur *1-2'-b-a-3'-4-5-1*, dans lequel la chaleur cédée à la source froide (aire *2'-3'-a-b-2'*) n'est pas perdue et est au contraire utilisée pour des besoins thermiques.

Une centrale électrique fonctionnant suivant ce cycle combiné est appelée en Union Soviétique une *centrale thermoélectrique* ou *centrale à réseau de chauffage*.

L'augmentation de la contre-pression a pour effet de réduire la quantité d'énergie électrique produite, ainsi que le rendement ther-

mique (l'aire *1-2'-3'-4-5-1* est plus petite que l'aire *1-2-3-4-5-1*), mais elle étend considérablement l'utilisation globale de la chaleur, car on a $q_u = Al_0 + q_2$.

La production simultanée d'énergie électrique et d'énergie thermique est l'un des moyens les plus importants qui permettent d'économiser le combustible. Elle constitue la base de ce que l'on pourrait appeler la thermification, qui est très développée en Union Soviétique, grâce à la planification de l'économie.

On peut caractériser la qualité d'un cycle combiné à l'aide du rapport de l'énergie totale utilisée (énergie mécanique et énergie calorifique) à la quantité de chaleur q_1 fournie au fluide. Ce rapport est appelé *rendement d'utilisation de la chaleur*:

$$\eta_{u\,c} = \frac{Al_0 + q_2}{q_1} = \frac{(i_1 - i_2) + (i_2 - i_2')}{i_1 - i_2'}. \qquad (1\text{-}147)$$

Ce rendement η_{uc} est égal à l'unité dans un cas idéal, c'est-à-dire lorsque la chaleur est totalement utilisée.

Dans la réalité, on perd toujours une certaine partie de la chaleur, et le rendement des installations à contre-pression et à réseau de chaleur atteint 70 à 75%.

§ 7. Cycle à récupération

La particularité de ce cycle consiste en ce que le condensat, qui a une température de 28 à 30 °C après la sortie du condenseur, est d'abord réchauffé dans des échangeurs de chaleur spéciaux jusqu'à une température de 200 à 260 °C, avant d'être renvoyée à la chaudière.

On effectue ce réchauffage avec de la vapeur qui est prélevée ou soutirée dans les étages intermédiaires de la turbine (d'où l'appellation « soutirage »). De cette façon, une certaine partie du débit de vapeur fonctionne suivant un circuit de chauffage interne, et le rendement de cette fraction de chaleur est théoriquement égal à l'unité. Il en résulte une augmentation du rendement thermique global du cycle.

La fig. 53 représente schématiquement une installation comportant un soutirage de vapeur.

Le point où se fait le soutirage et la quantité de vapeur soutirée dépendent de la température du condensat à réchauffer et de sa quantité. L'augmentation du nombre des soutirages fait croître le rendement du cycle à récupération. A la limite, on peut se rapprocher du rendement d'un cycle de Carnot à récupération (en supposant que la turbine fonctionne avec de la vapeur saturée). Dans les centrales modernes à rendement élevé, l'eau d'alimentation est ainsi réchauffée par des soutirages de vapeur dont le nombre peut atteindre 6 à 8.

Il est commode d'employer le diagramme *is* pour résoudre les problèmes concernant le cycle à récupération. Le point d'intersection de la courbe de détente adiabatique *1-2* (fig. 53) avec la courbe isobare du soutirage p^0 caractérise l'état de la vapeur de soutirage.

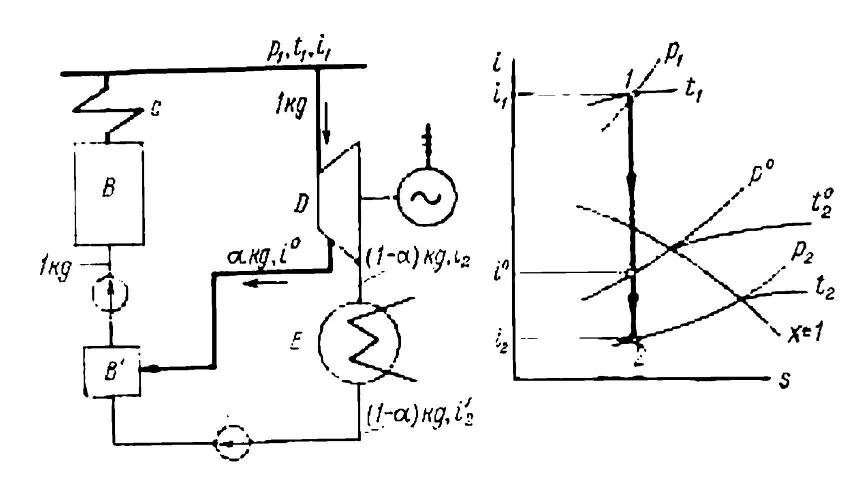


Fig. 53. Schéma d'une installation à soutirage de vapeur pour récupération de la chaleur. Diagramme *is* du cycle à récupération correspondant

La fig. 53 montre que, dans chaque kilogramme de vapeur admis dans la turbine, la quantité α kg de vapeur se détend seulement jusqu'à la pression de soutirage p^0 et effectue le travail utile:

$$Al_{01} = \alpha (i_1 - i^0).$$

La fraction $(1 - \alpha)$ kg se détend dans la turbine jusqu'à la pression d'évacuation p_2.

Le travail utile de cette deuxième fraction a pour valeur:

$$Al_{02} = (1 - \alpha)(i_1 - i_2).$$

Le travail utile total produit par 1 kg de vapeur dans un cycle à récupération est donc le suivant:

$$Al_0 = Al_{01} + Al_{02} = \alpha (i_1 - i^0) + (1 - \alpha)(i_1 - i_2)$$

ou

$$Al_0 = i_1 - i_2 - \alpha (i^0 - i_2) \text{ kcal/kg.}$$

Quantité de chaleur fournie à 1 kg de vapeur:

$$q_1 = i_1 - i^{0'} \text{ kcal/kg.}$$

On peut calculer le rendement thermique du cycle à récupération par l'expression générale de η_t:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{Al_0}{q_1} = \frac{i_1 - i_2 - \alpha (i^0 - i_2)}{i_1 - i^{0'}}. \qquad (1\text{-}148)$$

On détermine la quantité de vapeur soutirée α par l'équation du bilan calorifique du réchauffeur:

$$(1-\alpha)(i^{0'}-i_2')=\alpha(i^0-i^{0'}),$$

d'où

$$\alpha=\frac{i^{0'}-i_2'}{i^0-i_2'}, \tag{1-149}$$

où $i^{0'}$ enthalpie du liquide à la pression de soutirage p^0;
i^0 enthalpie de la vapeur enlevée (soutirée) à la turbine;
i_2' enthalpie du condensat à la pression d'évacuation de la vapeur p_2.

Exemple 14. Calculer le rendement thermique d'un cycle simple, la consommation spécifique et horaire de vapeur, pour une turbine à vapeur de puissance $N = 50\,000$ kW fonctionnant avec $p_1 = 90$ at. abs. et $t_1 = 500$ °C. Pression au condenseur $p_2 = 0{,}04$ at. abs.

Le diagramme *is* nous donne les caractéristiques initiales de la vapeur $i_1 = 810$ kcal/kg, à la fin de la détente adiabatique jusqu'à $p_2 = 0{,}04$ at. abs., $i_2 = 481$ kcal/kg et $i_2' = 29$ kcal/kg.

Nous calculons le rendement thermique du cycle par la relation (1-142) :

$$\eta_t=\frac{i_1-i_2}{i_1-i_2'}=\frac{810-481}{810-29}=0{,}421.$$

La consommation spécifique de vapeur est donnée par la relation (1-143) :

$$d_0=\frac{860}{i_1-i_2}=\frac{860}{810-481}=2{,}62 \text{ kg/kWh}.$$

Consommation horaire de vapeur:

$$D=d_0N=2{,}62\cdot 50\,000=131 \text{ t/h}.$$

§ 8. Cycle gaz-vapeur

Dans une installation motrice à vapeur de type ordinaire, les produits de combustion servent simplement à chauffer la chaudière. Du point de vue du deuxième principe de la thermodynamique, une telle utilisation de la chaleur des produits de combustion est défectueuse, car une fraction importante de la chaleur des gaz de combustion est cédée au fluide moteur (eau) à travers un écart important des températures, ce qui cause une irréversibilité importante dans cette transmission de chaleur. Le réchauffage de l'eau d'alimentation par la récupération atténue ce défaut seulement en partie.

On peut accroître considérablement l'efficacité de l'emploi de la chaleur en combinant une installation de turbine à gaz avec une installation motrice à vapeur. La fig. 54 représente l'un des dispositifs possibles. Le compresseur *1* envoie de l'air à une pression déterminée à la chaudière à vapeur *B*. Les gaz de combustion sortent de la chaudière à vapeur à une température qui est de l'ordre de 700 C° et sont envoyés dans la turbine à gaz *2*. Le foyer de la chaudière *B*

est donc également la chambre de combustion de la turbine à gaz *2*. Le condensat qui est envoyé à la chaudière (phase 3-4 sur le diagramme *Ts*, fig. 54), est préalablement réchauffé par les gaz d'échappement de la turbine à gaz (phase *d-a*) à l'intérieur du réchauffeur d'eau *B'*. Dans de telles installations, on utilise d'une façon très efficace la chaleur contenue dans les gaz sortant de la chaudière et, d'autre part, on améliore l'utilisation de la chaleur contenue dans les gaz qui sortent de la turbine à gaz.

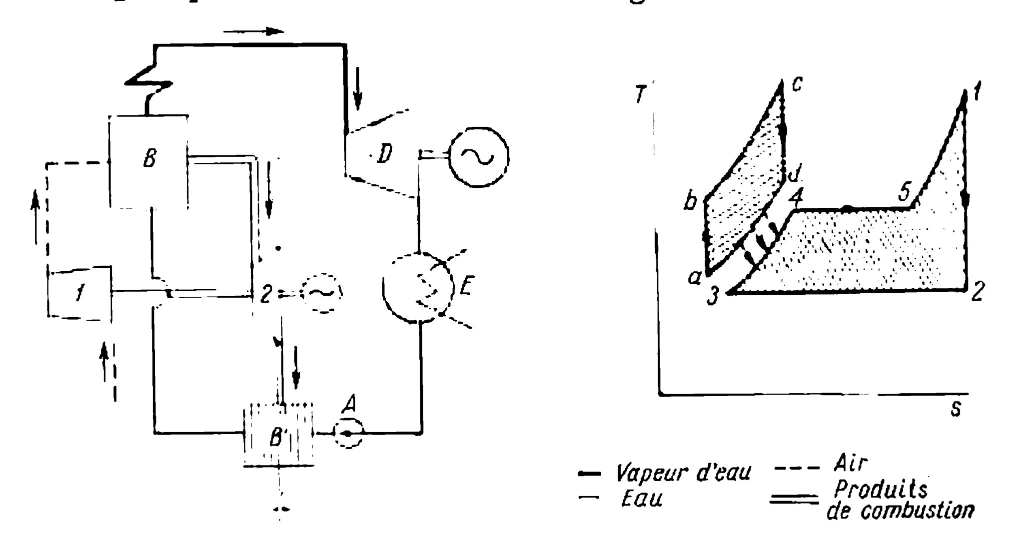


Fig. 54. Schéma d'une installation gaz-vapeur. Diagramme *Ts* du cycle correspondant

Le calcul montre qu'une installation mixte gaz-vapeur permet d'économiser 15 % de combustible, comparativement à une installation de turbine à vapeur de même puissance. Sur le diagramme *Ts* de la fig. 54, le contour *3-4-5-1-2-3* représente le cycle à vapeur, et le contour *abcd* représente le cycle de la turbine à gaz.

§ 9. Cycles des installations frigorifiques

L'utilisation des basses températures s'est très fortement répandue dans l'industrie et dans la vie domestique.

Une machine qui fonctionne suivant un cycle inverse de Carnot peut servir de prototype des installations frigorifiques (voir § 17). Mais ce cycle inverse de Carnot ne peut être réalisé dans la pratique.

Dans les machines frigorifiques, on enlève de la chaleur au corps le plus froid, et on cède cette chaleur au corps le plus chaud, en dépensant une certaine quantité d'énergie fournie par l'extérieur.

L'énergie nécessairement dépensée pour produire le froid peut être mécanique (machines à compresseur) ou thermique (machines à éjection de vapeur et machines à absorption). On classe les installa-

tions à compresseur en installations à air et installations à vapeur selon le fluide moteur. Dans ces dernières, on emploie une substance (fluide frigorigène) dont la température d'ébullition est basse (ammoniaque, gaz carbonique, fréon, etc.).

Dans l'industrie, le froid a été produit tout d'abord par des installations frigorifiques à air, mais ces installations sont rarement employées actuellement du fait que leur rendement frigorifique est faible et qu'elles sont encombrantes.

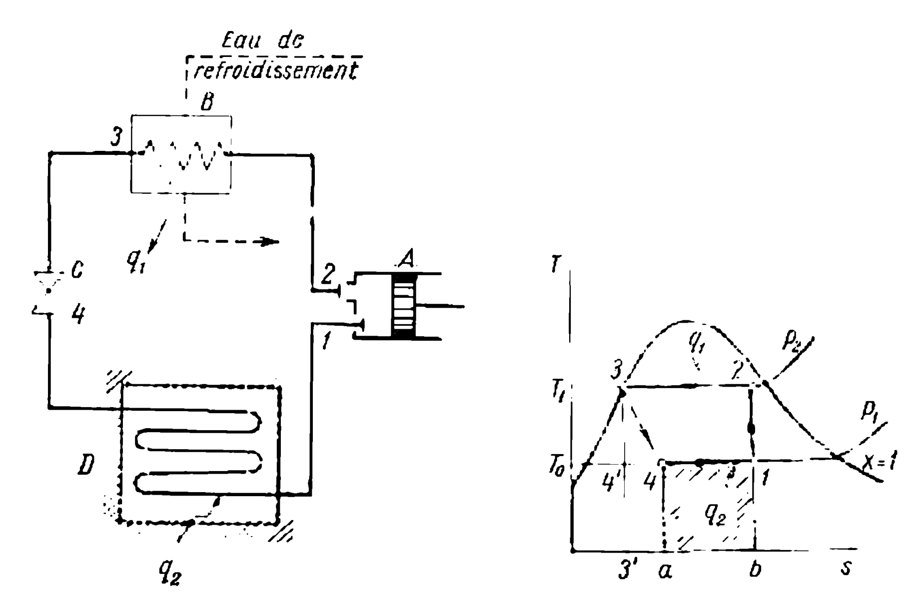


Fig. 55. Schéma d'une installation frigorifique à compresseur et à vapeur. Diagramme Ts du cycle correspondant

Les installations frigorifiques à compression de vapeur sont beaucoup plus commodes et plus avantageuses que les installations utilisant de l'air (fig. 55). Le compresseur A aspire la vapeur saturée d'un liquide bouillant à basse température, et il comprime cette vapeur adiabatiquement (phase *1-2*). A la sortie du compresseur, la vapeur sous pression est envoyée dans le condenseur B où elle se condense à pression constante en cédant de la chaleur à l'eau de refroidissement (phase *2-3*).

A la sortie du condenseur, le liquide passe dans la soupape d'étranglement ou de détente C, qui abaisse sa pression et sa température à enthalpie constante (phase *3-4*). Le mélange qui a franchi la soupape de détente contient une faible proportion de vapeur (point *4*) et se trouve à une basse température T_0. C'est ce mélange qui constitue le « porteur de froid ».

Le porteur de froid traverse le local à refroidir D à l'intérieur de tubes. Dans ces tubes, il enlève une certaine quantité de chaleur

q_2 au local, à pression constante, et par suite s'évapore (phase *4-1*). Le cycle se répète ensuite.

Dans la pratique, la chaleur du local est cédée au porteur de froid par l'intermédiaire d'un autre corps, qui est la saumure (solution de chlorure de calcium ou de sel de cuisine qui se solidifient à basse température).

Une installation frigorifique, qui fonctionne suivant un cycle thermique inverse, est caractérisée par un coefficient frigorifique, que l'on calcule par la formule suivante:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2}.$$

La quantité de chaleur q_2 enlevée par le porteur de froid au local à refroidir est représentée par l'aire *4-1-b-a-4* et peut être calculée de la façon suivante:

$$q_2 = \text{aire } 41ba4 = i_1 - i_4 = i_1 - i_3.$$

Chaleur cédée à l'eau de refroidissement dans le condenseur:

$$q_1 = \text{aire } 233'b2 = i_2 - i_3.$$

On calcule le coefficient frigorifique sous forme de rapport:

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1}. \qquad (1\text{-}150)$$

A l'aide des formules (1-138) et (1-141), on calcule le travail de compression adiabatique fourni par le compresseur et la puissance théoriquement nécessaire pour entraîner ce compresseur.

Deuxième partie

TRANSMISSION DE LA CHALEUR

Chapitre premier

LES DIVERS MODES D'ÉCHANGE DE CHALEUR

La théorie de la transmission de la chaleur, ou thermocinétique, est la science qui étudie la façon dont la chaleur se propage depuis des corps ou leurs parties chauds vers d'autres corps ou leurs parties moins chauds. Quand la chaleur passe d'un corps à un autre, il y a échange de chaleur entre ces deux corps jusqu'à ce que leurs températures s'égalisent.

La transmission de la chaleur a une très grande importance dans les sciences et techniques les plus diverses. L'énergétique thermique et les installations technologiques et industrielles diverses emploient très fréquemment des appareils d'échange de chaleur, dans lesquels la chaleur passe d'un corps à température élevée à un autre corps à température plus faible soit par contact direct, soit à travers des parois intermédiaires. Les échangeurs de chaleur sont les chaudières, les surchauffeurs de vapeur, les condenseurs et de nombreux autres appareils de réchauffage ou de refroidissement. Les échanges de chaleur sont également inévitables dans les machines et moteurs, dans lesquels la température varie pour une raison quelconque (par exemple dans les pièces frottantes, dans la compression ou la détente des gaz, etc.).

Les savants russes suivants ont fait des travaux particulièrement importants au sujet des échanges de chaleur: professeur V. Kirpitchev (1845-1913), professeur A. Radtzig (1869-1941), académicien M. Kirpitchev, créateur de l'Ecole soviétique de la thermodynamique physique appliquée, professeur M. Mikhéev, professeur L. Eiguensson, etc.

La transmission de la chaleur, c'est-à-dire les échanges de chaleur, peut prendre trois formes fondamentales différentes: conduction thermique, convection thermique et rayonnement thermique. La

conduction thermique consiste dans le fait que la chaleur est transmise directement entre les particules en contact; elle est due au mouvement thermique des molécules et des atomes de la matière et au mouvement des électrons libres dans les métaux. On rencontre la conduction thermique à l'état pur, c'est-à-dire non accompagnée par les deux autres formes de transmission, dans les corps solides et dans les couches minces et immobiles de liquides ou de gaz.

La *convection* consiste dans le fait que la chaleur passe d'un point à un autre de l'espace grâce à des particules très mobiles des substances liquides, gazeuses ou pulvérulentes, au cours des déplacements relatifs de ces particules. La transmission par convection s'accompagne toujours avec une transmission par conduction.

La *transmission de chaleur par rayonnement* consiste dans le fait que la chaleur est transportée d'un corps à un autre par des ondes électromagnétiques, à travers un milieu intermédiaire qui est transparent pour le rayonnement thermique. Dans ce mode de transmission, une partie de l'énergie interne du corps chaud se transforme en énergie rayonnante qui se propage à travers le champ électromagnétique, puis se transforme à nouveau en énergie cinétique thermique des particules du deuxième corps (corps irradié), quand les ondes atteignent ce dernier.

Dans les divers appareils et matériaux, le régime de propagation de la chaleur peut être stationnaire ou non stationnaire. Dans un régime stationnaire, la température qui existe en chaque point du corps reste constante au cours du temps (τ): $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$.

Un régime non stationnaire est caractérisé par le fait que la température des points du corps varie dans le temps lorsque en chaque point $\frac{\partial t}{\partial \tau} \neq 0$. Il peut être univoque, si le corps se réchauffe constamment ou se refroidit constamment, et oscillant, ou alterné, s'il y a alternativement réchauffage et refroidissement du corps considéré. Les calculs pratiques concernent généralement les régimes stationnaires de transmission de la chaleur, sauf les cas où l'on étudie spécialement le réchauffage ou le refroidissement des corps.

§ 1. La conduction thermique

En 1822, J-B.J. Fourier énonça la loi de transmission de la chaleur par conduction, qui est exprimée par la formule suivante:

$$Q = \lambda F \tau \frac{t_{p1} - t_{p2}}{\delta} \text{ kcal}, \qquad (2\text{-}1)$$

avec: λ coefficient de conduction ou conductivité thermique;
F aire de la section à travers laquelle la chaleur se propage, m^2;

δ épaisseur de matière parcourue par la chaleur, m (fig. 56);

t_{p1} température de la surface par laquelle la chaleur entre dans le corps, °C;

t_{p2} température de la surface par laquelle la chaleur sort du corps, °C;

τ temps, en heures.

On peut déterminer les dimensions du coefficient λ en écrivant la formule (2-1) sous la forme suivante:

$$\lambda = \frac{Q\delta}{F\tau\,(t_{p1}-t_{p2})} \text{ kcal/m}\cdot\text{h}\cdot\text{deg}. \tag{2-2}$$

Cette expression montre que le coefficient de conduction thermique indique le nombre de kilocalories traversant une paroi de 1 m² de surface et de 1 m d'épaisseur pendant une heure, lorsqu'il existe une différence de 1 °C entre les températures des deux faces (bref à travers un cube ayant 1 m de côté).

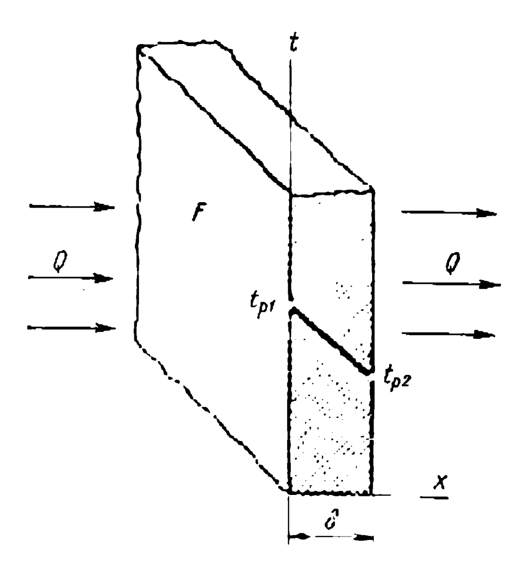


Fig. 56. Schema explicatif de la transmission de la chaleur par conductivité à travers une paroi à faces planes

Le tableau 5 indique les valeurs de λ pour des matières que l'on rencontre fréquemment, ainsi que les masses spécifiques γ et les températures t avec lesquelles on a déterminé ces coefficients.

Ce tableau montre que ce sont les métaux purs qui ont les plus grands coefficients de conduction thermique λ. Les matériaux de construction et matériaux calorifuges possèdent des conductivités thermiques relativement faibles. Les coefficients de conduction les plus faibles sont ceux des vapeurs et des gaz.

La conductivité d'une substance déterminée dépend de l'état structurel de cette substance, de sa masse spécifique, de son humidi-

Tableau 5

Matière	γ en kg/m³	t °C	λ kcal/m·h·deg
Feuille d'amiante	700	30	0,18
Béton de gravier	2 000-1 600	0	1,1-0,72
Laine de verre	150	20-30	0,035-0,043
Eau	1 000-965	0-90	0,47-0,585
Air	1,293	0	0,021
Bois (en travers des fibres) . .	800-448	20	0,178-0,092
Brique calorifuge	550	100	0,12
Brique rouge	1 900-1 700	0	0,7-0,6
Laiton	8 600	0	86
Incrustation dans les chaudières	1 000-2 500	100	0,13-2
Vapeur d'eau à 10 at. abs. . .	5,16	180	0,029
Acier doux . . .	7 900	0-300	54-39
Verre ordinaire . .	2 500	20	0,64
Laine minérale	200	50	0,04
Scories de chaudières	1 000	30	0,25

té, de sa température et (quoique moins fortement) de la pression. La présence de porosités occupées par de l'air et réduisant la masse spécifique γ kg/m³ amoindrit considérablement la conductivité. Aussi, les matériaux calorifuges sont toujours fabriqués sous une forme poreuse, pour réduire le facteur de conduction thermique (par exemple, laine de verre, laine de scories).

L'humidification des matériaux, qui a pour effet de remplir avec de l'eau les vides et porosités qui sont habituellement remplis par de l'air, accroît considérablement la conductivité thermique. Par exemple, si l'humidité augmente de 1 à 15 % en volume dans de la brique de maçonnerie, le facteur de conduction thermique passe de 0,65 à 1,1.

Avec la température la conductivité thermique augmente dans les matériaux de construction et les gaz, mais elle diminue dans les métaux purs et les liquides (sauf l'eau et la glycérine).

La relation de Fourier prend la forme suivante quand on considère une couche de matière infiniment mince et disposée perpendiculairement au flux calorifique:

$$Q = -\lambda F \tau \frac{dt}{dx} \text{ kcal.} \qquad (2\text{-}3)$$

Dans cette formule, dt/dx, qui est le gradient de température dans le sens de l'épaisseur de la paroi, doit être affecté du signe

négatif, parce que la température diminue quand l'épaisseur dx augmente.

Le signe négatif n'existe pas dans la relation (2-1) du fait que, pour la commodité du calcul, on a interverti les limites d'intégration, en remplaçant

$$\int_{t_{p1}}^{t_{p2}} dt \quad \text{par} \quad \int_{t_{p2}}^{t_{p1}} dt.$$

Pour simplifier, on remplace souvent dans les calculs la quantité totale de chaleur Q par le flux thermique rapporté à l'unité de la surface F et à l'unité de temps τ :

$$q = \frac{Q}{F\tau} = -\lambda \frac{dt}{dx} \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}. \qquad (2\text{-}4)$$

On peut déterminer la distribution des températures dans l'épaisseur d'une paroi homogène à faces planes à l'aide de la relation (2-4), que l'on écrit pour une succession de couches élémentaires dx_1, dx_2, dx_3.

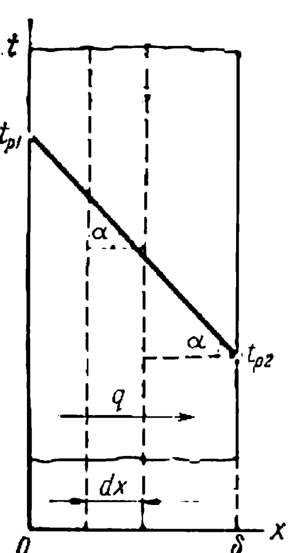


Fig. 57. Distribution des températures dans une paroi homogène à faces planes

En régime stationnaire, le flux thermique est constant dans chaque couche dx, q = const (fig. 57). Si l'on suppose que le facteur de conduction λ est constant dans toutes les couches, on peut écrire les relations suivantes pour une série de couches élémentaires successives :

$$q = -\lambda \frac{dt_1}{dx_1} = -\lambda \frac{dt_2}{dx_2} = \text{const},$$

on a donc :

$$\frac{dt}{dx} = \operatorname{tg} \alpha = \text{const}.$$

On en déduit que dans chaque couche $\operatorname{tg} \alpha$ = const et que par suite α = const. A l'intérieur d'une couche homogène, le graphique de la distribution des températures est donc constitué par une droite oblique. Il faut pourtant ne pas oublier que, si la température varie fortement suivant l'épaisseur de la paroi, λ varie également ; dans ce cas, le graphique des températures est une courbe.

Conduction thermique d'une paroi à plusieurs couches. Les enceintes comprennent habituellement plusieurs couches de matières qui ont des conductivités thermiques différentes. Pour simplifier les calculs, on emploie la résistance ou *résistivité thermique*, qui est l'inverse de la conductivité thermique. Par définition, la résistivité thermique est l'inverse de la conductivité thermique d'un cube

de matière de 1 m de côté $R_1 = \frac{1}{\lambda}$ m·h·deg/kcal. Pour une couche de matière d'épaisseur δ, on a:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}. \tag{2-5}$$

L'équation de la transmission de la chaleur (2-1) devient alors:

$$Q = F\tau \frac{t_{p1} - t_{p2}}{R} \text{ kcal.} \tag{2-6}$$

De même qu'en électrotechnique, les résistances s'ajoutent quand elles se succèdent dans le sens de la propagation de l'énergie. La résistance thermique de conduction d'une paroi à faces planes et à plusieurs couches (fig. 58) est donc la somme des résistances particulières des diverses couches:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \tag{2-7}$$

Dans une paroi à couches multiples, le flux thermique a la valeur suivante:

$$q = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{\sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \tag{2-8}$$

Par une démonstration analogue à celle qui a été faite pour une paroi simple, on montre que le graphique de distribution des températures à l'intérieur d'une paroi à couches multiples est représenté par une ligne brisée (fig. 58).

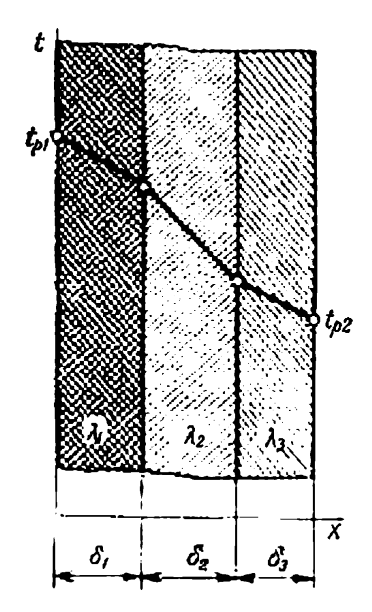


Fig. 58. Transmission de la chaleur par conductivité dans une paroi comprenant plusieures couches

E x e m p l e 1. Calculer le flux thermique traversant une paroi de foyer à deux couches, qui comprend une couche de briques en chamotte (δ_1 = 250 mm) et une couche de grandes briques de construction (δ_2 = 380 mm). Température de la face intérieure t_{p1} = 1 000 °C, température de la face extérieure t_{p2} = = 60 °C.

Pour déterminer la conductivité thermique en fonction de la température, nous adoptons (à titre d'approximation) les températures moyennes suivantes: t_{ch} = 850 °C pour les briques en chamotte et t_b = 350 °C pour les grandes briques.

Coefficient de conduction des briques en chamotte (d'après un aide-mémoire d'énergétique thermique):

$$\lambda_{ch} = 0{,}72 + 5 \cdot 10^{-4} t = 1{,}145 \text{ kcal/m·h·deg.}$$

Compte tenu de la température, le coefficient de conduction thermique des grandes briques est le suivant:

$$\lambda_b = 0{,}66 + 44 \cdot 10^{-6} t = 0{,}675 \text{ kcal/m}\cdot\text{h}\cdot\text{deg}.$$

Flux thermique à travers la paroi, d'après la relation (2-8):

$$q = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} (t_{p1} - t_{p2}) = \frac{1}{\frac{0{,}25}{1{,}145} + \frac{0{,}38}{0{,}675}} (1\,000 - 60) = 1\,203 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}.$$

Conduction thermique d'une paroi cylindrique. La transmission de la chaleur à travers une paroi cylindrique présente une particularité: dans le sens de propagation de la chaleur (depuis l'intérieur du cylindre par exemple) la surface d'entrée du flux thermique est plus faible que la surface de sortie de ce flux (fig. 59).

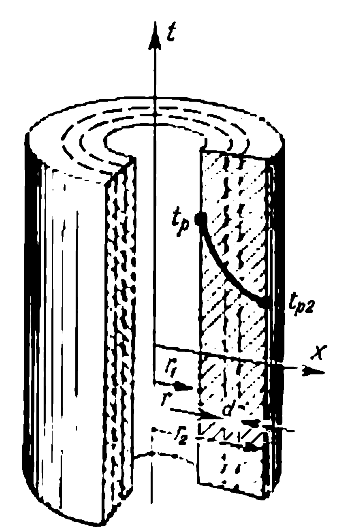


Fig. 59. Transmission de la chaleur à travers une paroi cylindrique homogène

Considérons à l'intérieur de la paroi une couche annulaire élémentaire dont le rayon intérieur est r et dont l'épaisseur est dr. Sur une longueur l du tube, la surface d'une paroi latérale de cette couche a pour valeur:

$$F = 2\pi r l.$$

D'après la relation de Fourier, la quantité de chaleur qui traverse cette couche pendant 1 h est donnée par:

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -2\lambda\pi l r \frac{dt}{dr}.$$

Après avoir séparé les variables, nous pouvons intégrer cette équation suivant les températures de t_{p1} à t_{p2} et les rayons de r_1 à r_2:

$$\int_{t_{p1}}^{t_{p2}} dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r}.$$

Après avoir intégré, posé $2r = d$ et inverti les limites d'intégration de température, nous obtenons

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_{p1} - t_{p2}) \text{ kcal/h.} \qquad (2\text{-}9)$$

Le graphique de la variation de la température à l'intérieur d'une paroi cylindrique est donc représenté par une courbe logarithmique (fig. 59).

Si la paroi cylindrique comprend plusieurs couches différentes dont les diamètres successifs sont d_1, d_2, . . ., d_{n+1}, la règle d'addition des résistances de transmission en série nous permet d'écrire l'équation de la chaleur sous la forme suivante:

$$Q=\frac{\pi l\,(t_{p1}-t_{p2})}{\frac{1}{2\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{2\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2}+\dots\frac{1}{2\lambda_n}\ln\frac{d_{n+1}}{d_n}}=\frac{\pi l\,(t_{p1}-t_{p2})}{\sum\limits_{1}^{n}\frac{1}{2\lambda_i}\ln\frac{d_{i+1}}{d_i}}. \qquad (2\text{-}10)$$

§ 2. Echange de chaleur par convection

L'écoulement d'un fluide à la température t_f au contact d'une paroi qui se trouve à la température t_p provoque un échange de chaleur qui se fait à la fois par convection et par conduction. En thermocinétique, on groupe sous le nom de fluides les substances liquides

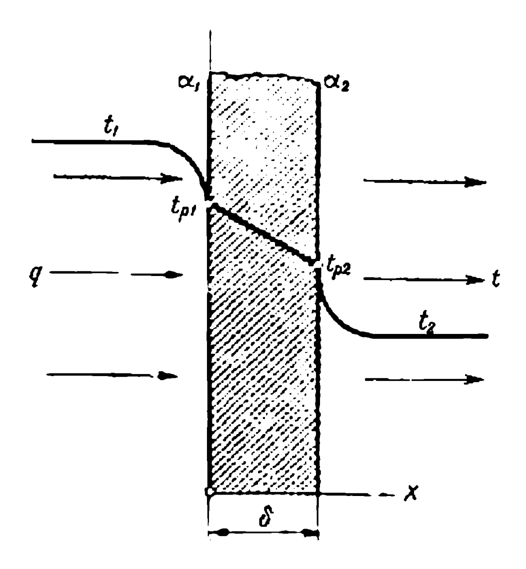


Fig. 60. Transmission de la chaleur d'un milieu à un autre à travers une paroi à faces planes

et les substances gazeuses, du fait que ces deux catégories de substances ont le même comportement en ce qui concerne la transmission de la chaleur. Lorsqu'il existe un écoulement fluide sur chacune des deux faces d'une paroi, la température varie très rapidement dans la couche limite qui se trouve sur chaque face. Du côté du fluide chauffant, la température diminue depuis t_1 qui est la température de la masse fluide, jusqu'à la température t_{p1} de la paroi. Du côté du fluide plus froid qui est à chauffer, la température diminue depuis t_{p2} sur la paroi jusqu'à la température t_2 qui est la température uniforme du deuxième milieu (fig. 60).

La conductivité thermique des fluides et, en particulier, celle des gaz est relativement faible. Pour cette raison, la transmission de chaleur par convection a un rôle largement prédominant dans le transfert de chaleur par contact entre une paroi et un fluide mobile. C'est pourquoi le phénomène est alors appelé un échange de chaleur par convection, ou mieux un échange de chaleur par écoulement.

L'échange de chaleur par écoulement est un phénomène complexe, qui dépend de nombreux facteurs: mode de production du mouvement; régime et vitesse de l'écoulement; nature et propriétés physiques du fluide; forme, dimensions et état superficiel des parois; température du fluide t_f; température de la paroi t_p, etc.

En fonction du mode de production de l'écoulement, on distingue deux catégories de mouvements: le mouvement *libre* ou *naturel* et le mouvement *forcé*. Le mouvement naturel, qui produit la convection habituelle, résulte de la différence de densité existant entre les parties froides et les parties chaudes du fluide. Le mouvement forcé est provoqué par des moyens extérieurs: pompes, ventilateurs, vent, etc.

L'hydraulique nous apprend que l'écoulement d'un fluide est *laminaire* quand les particules de ce fluide se déplacent parallèlement aux parois et qu'il est *turbulent* quand les particules se déplacent d'une façon tourbillonnaire et désordonnée. La transformation d'un mouvement laminaire d'un fluide dans un tuyau en un mouvement turbulent correspond à une certaine valeur du coefficient ou critère de Reynolds:

$$\mathrm{Re} = \frac{wd}{\nu}, \qquad (2\text{-}11)$$

avec w vitesse moyenne du fluide, en m/s;
d diamètre du tuyau, en m;
ν viscosité cinématique, en m²/s.

L'écoulement d'un fluide est laminaire pour $\mathrm{Re} < 2\,300$ et il est turbulent pour $\mathrm{Re} > 2\,300$.

La transmission de chaleur par écoulement dépend de la conductivité thermique λ du fluide, de sa chaleur spécifique c, de sa densité ρ et de sa viscosité ν (on emploie le plus souvent la viscosité cinématique). Une autre grandeur, qui est la *diffusivité thermique* a, a également de l'importance dans la transmission de chaleur par écoulement. La diffusivité thermique caractérise la vitesse de variation de température dans une substance quelconque en régime non stationnaire. Elle est définie par la formule:

$$a = \frac{\lambda}{c\gamma}\ \mathrm{m^2/h}. \qquad (2\text{-}12)$$

La transmission de chaleur par écoulement dépend encore très fortement de la forme du corps considéré Φ, de ses dimensions géo-

métriques l_1, l_2, l_3, et du fait que l'écoulement est intérieur ou extérieur au tuyau. La quantité de chaleur transmise par convection est donc une fonction des paramètres suivants:

$$Q = f(w, t_f, t_p, \lambda, c_p, \rho, \nu, \Phi, l_1, l_2, l_3). \tag{2-13}$$

Les calculs pratiques reposent sur la formule de Newton:

$$Q = \alpha F \tau \Delta t \text{ kcal}, \tag{2-14}$$

avec Δt différence de température entre le fluide qui s'écoule et la paroi, en °C;

α coefficient d'échange par convection, ou de transmission de chaleur en mouvement, qui a pour dimensions kcal/m²·h·deg d'après la formule (2-14).

Ce coefficient indique le nombre de kilocalories transmises par le milieu à une surface de paroi de 1 m² pendant 1 h en présence d'une différence de température de 1 °C entre le fluide et la paroi. Le coefficient α est fonction des variables qui interviennent dans la formule (2-13).

On peut établir l'équation différentielle de la transmission de chaleur par écoulement, c'est-à-dire de l'échange de chaleur à la frontière entre le fluide et la paroi, pour une couche élémentaire en partant des formules de Fourier et de Newton, avec $\tau = 1$ h. La chaleur est transmise à travers la couche limite de fluide par conduction, conformément à la relation de Fourier:

$$dQ = -\lambda \, dF \frac{dt}{dn}.$$

Dans cette relation, dt/dn est le gradient de température suivant la direction perpendiculaire à la paroi.

D'autre part, la transmission de chaleur par contact suivant la loi de Newton s'exprime de la façon suivante:

$$dQ = \alpha \Delta t \, dF.$$

En régime stationnaire, ces deux quantités sont égales et nous avons ainsi:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta t} \frac{dt}{dn}. \tag{2-15}$$

Théorie de la similitude. Il est extrêmement difficile de résoudre analytiquement l'équation (2-15) pour obtenir le coefficient α. Cela tient principalement à ce qu'il est difficile de connaître le champ des températures dans la couche limite qui est au contact de la paroi. On a donc recours à l'expérience. Mais on ne peut appliquer des résultats expérimentaux qu'à des phénomènes qui sont semblables entre eux. La théorie de la similitude indique les conditions qui

permettent de considérer des phénomènes comme semblables entre eux. Elle indique donc les phénomènes auxquels on peut étendre les résultats et conclusion d'une certaine expérience.

En Union Soviétique, l'étude de la théorie de la similitude a été entreprise par l'académicien M. Kirpitchev et par le professeur A. Goukhman. Cette théorie a pris un très grand développement dans les travaux scientifiques effectués dans les divers instituts de recherches soviétiques.

La théorie de la similitude repose sur l'emploi des modèles réduits. Les modèles permettent d'étudier le fonctionnement d'un équipement ou d'une installation quelconque sans avoir recours à ces matériels eux-mêmes et en employant simplement des modèles réduits qui leur sont semblables. L'exécution des expériences sur de grandes installations (chaudières à vapeur, fours, etc.) rendrait en effet les recherches difficiles et compliquées. Le travail se trouve considérablement simplifié et accéléré, en même temps qu'il devient plus économique, quand on emploie des modèles réduits semblables aux installations réelles pour faire les expériences.

Les modèles permettent de faire disparaître des défauts de conception ou de réalisation au moyen des modifications peu importantes puis, lorsqu'on a trouvé la disposition rationnelle, de l'appliquer à la construction des installations en vraie grandeur.

Des phénomènes semblables entre eux sont nécessairement des phénomènes de même nature, c'est-à-dire de même classe (par exemple, les écoulements fluides, les phénomènes de transmission de chaleur, etc.). L'exemple le plus simple de la similitude se trouve dans la similitude géométrique des triangles. Dans des triangles semblables, les côtés homologues l_1' et l_1'', etc., sont proportionnels:

$$\frac{l_1'}{l_1''} = \frac{l_2'}{l_2''} = \frac{l_3'}{l_3''} = c_l.$$

La grandeur c_l est appelée constante ou rapport de similitude géométrique.

En se basant sur la similitude géométrique des triangles, on peut résoudre de très nombreux problèmes, par exemple déterminer la hauteur d'une tour ou la largeur d'un cours d'eau, sans les mesurer directement.

On peut également définir la similitude entre des phénomènes physiques quelconques: similitude entre deux écoulements fluides, ou similitude cinématique; similitude entre les forces provoquant des mouvements semblables entre eux, ou similitude dynamique; similitude thermique, comportant la similitude entre les températures et entre les flux thermiques, etc.

Il y a similitude entre deux phénomènes physiques, s'il y a similitude entre toutes les grandeurs de même nature qui caractérisent

ces phénomènes. Cela signifie qu'en des points homologues de l'espace et à des instants homologues, il existe un rapport constant entre une grandeur quelconque φ' dans le premier phénomène et la grandeur homologue φ'' dans le deuxième phénomène:

$$\varphi'' = c_\varphi \varphi'.$$

Le coefficient de proportionnalité c_φ, qui s'appelle la constante de similitude, est indépendant des coordonnées et du temps.

De nombreuses grandeurs et variables physiques (vitesse, température, viscosité, densité, conductivité thermique, etc.) peuvent prendre des valeurs différentes dans les différents points d'un courant de fluide. Pour que deux phénomènes soient semblables, il faut qu'ils soient semblables au point de vue de chaque grandeur, dans toute l'étendue des systèmes considérés. Autrement dit, il faut que les champs de chaque grandeur soient semblables. La constante de similitude peut varier avec la grandeur considérée. Mais dans les phénomènes physiques complexes, qui dépendent de nombreuses variables, on ne peut pas choisir arbitrairement les diverses constantes de similitude.

A titre d'exemple, considérons un écoulement fluide. On sait que la vitesse w est exprimée en fonction de la distance parcourue l et du temps correspondant τ par la relation suivante:

$$w = \frac{l}{\tau}.$$

Ecrivons cette formule pour deux particules homologues dans deux écoulements qui sont semblables entre eux:

$$w' = \frac{l'}{\tau'} \quad \text{et} \quad w'' = \frac{l''}{\tau''}.$$

Divisons ces deux égalités membre à membre:

$$\frac{w''}{w'} = \frac{l''}{l'} : \frac{\tau''}{\tau'}.$$

Si nous remplaçons les rapports entre les grandeurs homologues par les constantes de similitude correspondantes, affectées des indices appropriés, nous obtenons:

$$c_w = \frac{c_l}{c_\tau} \quad \text{ou} \quad \frac{c_w c_\tau}{c_l} = 1.$$

Nous avons ainsi une condition qui limite le choix des constantes de similitude dans le cas considéré.

Nous obtenons la même condition sous une autre forme si, dans cette dernière relation, nous remplaçons les constantes par les

rapports qu'elles représentent :

$$\frac{w'\tau'}{l'} = \frac{w''\tau''}{l''}$$

ou encore :

$$\frac{w\tau}{l} = \text{idem}.$$

Cet exemple montre qu'il existe certaines grandeurs conservant la même valeur numérique dans tous les phénomènes qui sont semblables entre eux. Une telle combinaison des grandeurs physiques est appelée un *critère de similitude*, ou un *invariant*.

Les critères de similitude sont des combinaisons sans dimensions constituées par plusieurs parmi les grandeurs qui caractérisent le phénomène considéré. On les désigne habituellement par les deux premières lettres du nom d'un savant qui s'est rendu célèbre dans le secteur scientifique correspondant. Par exemple, nous avons déjà vu en hydraulique, que le critère de Reynolds Re (2-11) caractérise le rapport existant entre les forces d'inertie et les forces de viscosité dans un courant de fluide.

On peut établir un critère de similitude pour un phénomène physique quelconque. Il faut pour cela trouver une relation analytique entre les variables qui interviennent dans ce phénomène. L'établissement de la relation qui existe entre les constantes de similitude et la recherche de l'expression des critères de similitude constituent l'objet du premier théorème de similitude, suivant lequel des *phénomènes qui sont semblables entre eux ont les mêmes critères de similitude*.

Suivant le deuxième théorème de similitude, la *relation qui existe entre les variables caractéristiques d'un phénomène quelconque peut être exprimée par une relation, l'équation de similitude, qui existe entre les critères de similitude* $K_1, K_2, \ldots K_n$:

$$f(K_1, K_2 \ldots K_n) = 0.$$

Il résulte de ces deux théorèmes que dans les expériences on doit mesurer les grandeurs intervenant dans les critères de similitude du phénomène étudié, exprimer les résultats des expériences dans les critères de similitude et établir la relation entre ces grandeurs sous la forme des équations de similitude.

Le troisième théorème de similitude détermine les conditions qui sont suffisantes pour que des phénomènes soient semblables entre eux : *deux phénomènes sont semblables entre eux si les grandeurs de même nature sont semblables entre elles et si les critères établis à partir de ces rapports de similitude particuliers sont numériquement égaux dans les deux phénomènes.* Ces conditions comprennent les suivantes :

1) les *conditions géométriques*, qui caractérisent la forme et les dimensions du corps dans lequel le phénomène se déroule;

2) les *conditions physiques*, qui caractérisent les propriétés physiques du milieu et du corps;

3) les *conditions aux frontières*, qui caractérisent les particularités de déroulement du phénomène sur les frontières du corps;

4) les *conditions de temps*, qui caractérisent les particularités de déroulement du phénomène dans le temps.

Les conditions de similitude peuvent être exprimées par un nombre, par une relation fonctionnelle ou par une équation différentielle. Il faut faire ressortir en particulier les critères qui sont constitués uniquement par des grandeurs qui interviennent dans les conditions de similitude. Ces critères sont appelés les *critères déterminants*.

Similitude thermique. La similitude thermique détermine les conditions dans lesquelles des systèmes qui sont semblables au point de vue géométrique et hydromécanique, sont également semblables au point de vue thermique.

Les critères de similitude thermique sont les suivants:

1) critère de Fourier, caractérisant un régime non stationnaire:

$$\mathrm{Fo} = \frac{a\tau}{l^2}, \qquad (2\text{-}16)$$

avec a diffusivité thermique (2-12), en m²/h;

2) critère de Péclet, caractérisant les flux thermiques de convection et de conduction dans un échange de chaleur convectif:

$$\mathrm{Pe} = \frac{wl}{a}; \qquad (2\text{-}17)$$

3) critère de Nüsselt, caractérisant l'intensité de l'échange de chaleur sur la frontière « fluide-paroi »:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda}. \qquad (2\text{-}18)$$

Dans la pratique, on remplace parfois le critère de Péclet par le produit de deux autres critères

$$\mathrm{Pe} = \frac{wl}{a} = \frac{wl}{\nu} \cdot \frac{\nu}{a} = \mathrm{RePr},$$

avec Re critère de similitude de Reynolds (2-11) dans lequel on a remplacé le diamètre d par une dimension linéaire l;

Pr critère de Prandtl, caractérisant les propriétés physiques du fluide:

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mathrm{Pe}}{\mathrm{Re}} = \frac{\nu}{a}. \qquad (2\text{-}19)$$

Comme la similitude thermique présuppose l'existence de la similitude mécanique, on introduit dans l'équation correspondante de similitude le critère de Reynolds Re et le critère de Grasshof Gr. Ce dernier critère établit une relation entre les forces de viscosité et les forces ascensionnelles produites dans le fluide par les différences de température:

$$\mathrm{Gr} = \frac{gl^3\beta\Delta t}{\nu^2}, \qquad (2\text{-}20)$$

avec β coefficient de dilatation volumique;
g accélération de la pesanteur, en m/s^2;
Δt différence de température entre la paroi et le fluide, en °C;
l dimension linéaire caractéristique de la surface d'échange de chaleur, en m ; dans le cas d'une surface tubulaire, l est le diamètre d.

Lorsqu'on étudie expérimentalement un échange de chaleur convectif, l'inconnue est habituellement le coefficient d'échange par convection α. Pour cette raison, l'équation de similitude concernant la transmission de chaleur exprime le coefficient Nu en fonction des autres critères de la façon suivante:

$$\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Fo}, \mathrm{Re}, \mathrm{Pe}, \mathrm{Gr})$$

ou bien

$$\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Fo}, \mathrm{Re}, \mathrm{Gr}, \mathrm{Pr}).$$

On peut simplifier cette relation quand on l'applique à des problèmes particuliers. Dans un mouvement stationnaire, le critère Fo disparaît. Dans un mouvement turbulent et forcé, on peut négliger l'influence du mouvement libre, ce qui fait disparaître le critère Gr. Dans un mouvement libre, le critère Re disparaît, etc.

La théorie de la similitude permet donc d'obtenir les critères de similitude à partir d'équations différentielles, sans résoudre ces équations, et d'établir ainsi des formules ou conditions de similitude. Les formules de similitude qui correspondent aux divers cas particuliers de la pratique sont données ordinairement dans les travaux spéciaux concernant ces problèmes. Il ne faut pas oublier que l'on peut utiliser ces formules seulement dans l'intervalle de variation des critères déterminants qui est défini par les expériences, c'est-à-dire entre les limites d'application des conditions de similitude.

A titre d'exemple de formules de similitude, nous donnerons la formule de similitude concernant la transmission de la chaleur par un liquide en gouttelettes ou par un liquide élastique en régime turbulent dans le cas où $\mathrm{Re} > 10^4$ et où l'existence d'un mouvement libre est impossible:

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}023\mathrm{Re}_f^{0,8}\mathrm{Pr}_f^{0,4}. \qquad (2\text{-}21)$$

Nous adopterons comme température déterminante la température logarithmique moyenne du fluide t_f. D'après cette température nous déterminerons les autres variables, que nous affecterons de l'indice f. La dimension géométrique déterminante sera le diamètre d du tube. Cette formule est applicable si $Re_f > 10^4$, si Pf_f est compris entre 0,7 et 2 500 et si la température de la paroi est inférieure à la température d'ébullition du liquide. Si nous y explicitons le critère Nu, nous obtiendrons l'expression suivante, qui nous permet de calculer le coefficient d'échange par convection α:

$$\alpha = 0{,}023 \frac{\lambda_f}{d} Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4}.$$

Dans de nombreux appareils d'échange de chaleur, et en particulier dans des chaudières, l'échange de chaleur s'effectue au cours de l'écoulement transversal des gaz à travers un faisceau de tubes quinconcés ou alignés.

Dans ce cas on calcule le coefficient d'échange par la formule suivante:

$$\alpha = C \frac{\lambda Pr^{0,35}}{d^{1-m}} \left(\frac{w_0}{\nu}\right)^m,$$

avec C coefficient dépendant de la configuration du faisceau tubulaire et du nombre des rangées de tubes;

m exposant dépendant des mêmes facteurs que C;

w_0 vitesse du courant gazeux dans la section minimale du faisceau, en m/s.

On calcule les grandeurs caractéristiques physiques pour la température moyenne du courant gazeux à travers le faisceau tubulaire.

Les limites approximatives de variation du coefficient α sont indiquées dans le tableau 6, pour les cas les plus fréquents de la pratique.

Tableau 6

Conditions de convection	Limites de α
Gaz : convection naturelle	5-100
Eau : convection naturelle	100-1 000
Gaz : écoulement dans les tubes et entre les tubes	10-300
Eau : écoulement dans les tubes et entre les tubes . .	500-10 000
Ebullition dans les tubes (avec bulles) . . .	2 000-18 000 et plus
Condensation de vapeur d'eau en une pellicule	4 000-15 000
Condensation de vapeur d'eau en gouttelettes	40 000-120 000

Le tableau 6 montre que la transmission de chaleur du gaz au mur est plusieurs fois plus petite que celle de l'eau ou de la vapeur d'eau en condensation au mur. C'est pourquoi dans les échangeurs de chaleur le choix rationnel se porte toujours sur l'eau ou la vapeur condensée comme fluide de transmission de chaleur.

Exemple 2. Déterminer le coefficient de transmission de chaleur de l'eau au mur d'un tuyau de diamètre $d = 50$ mm et de longuer $l = 3\,000$ mm, dans lequel l'eau s'écoule à la vitesse $w = 0{,}8$ m/s à la température moyenne $t_f = 50$ °C.

D'après les tables, pour cette température t_f nous avons:

$$\lambda_f = 0{,}552 \text{ kcal/m}\cdot\text{h}\cdot\text{deg};$$

$$\nu_f = 5{,}56\cdot 10^{-7} \text{ m/s}^2;$$

$$a_f = 5{,}6\cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{h}.$$

Le critère de Reynolds est

$$\mathrm{Re}_f = \frac{0{,}8\cdot 0{,}05}{5{,}56\cdot 10^{-7}} = 7{,}2\cdot 10^4 > 10^4.$$

Le critère de Prandtl:

$$\mathrm{Pr}_f = \frac{\nu_f}{a_f} = \frac{3\,600\cdot 5{,}56\cdot 10^{-7}}{5{,}6\cdot 10^{-4}} = 3{,}59\ (> 0{,}7 \quad \text{et} \quad < 2\,500).$$

Portant ces valeurs dans l'expression (2-21) nous obtenons:

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}023\mathrm{Re}_f^{0,8}\mathrm{Pr}_f^{0,4} = 0{,}023\,(7{,}2\cdot 10^4)^{0,8}3{,}59^{0,4} = 297.$$

Ce qui donne le coefficient de transmission:

$$\alpha = \frac{297\lambda_f}{d} = \frac{297\cdot 0{,}552}{0{,}05} = 3\,280 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{deg}.$$

Le rapport de la longueur du tuyau au diamètre s'écrit:

$$\frac{l}{d} = \frac{3000}{50} = 60 > 50.$$

Par conséquent, la correction sur la longueur du tuyau ne joue pas.

§ 3. Echanges de chaleur au cours d'un changement d'état

Les échanges de chaleur qui accompagnent l'ébullition d'un liquide et la condensation d'une vapeur ont lieu dans un système à deux phases. Autrement dit, ces échanges de chaleur se produisent pendant que le fluide moteur passe d'un état à un autre. Dans de telles conditions les échanges de chaleur sont très compliqués et jusqu'à présent peu étudiés. Aussi, pour déterminer le coefficient d'échange α, on part de résultats expérimentaux généralisés; d'après ces résultats on établit des critères de similitude et à l'aide de ceux-ci on établit les formules de similitude correspondantes.

Echange de chaleur au cours d'une ébullition. L'échange de chaleur qui accompagne une ébullition dépend dans une forte mesure du régime d'ébullition, qui peut prendre la forme bouillonnante ou la forme pelliculaire. Au cours de l'ébullition la température du liquide dans une mince couche liquide de 2 à 5 mm, qui est au contact de la paroi chaude, est supérieure à la température de saturation, et il s'établit entre la température de la paroi et celle de saturation un certain écart Δt. Cet *écart de température* est d'autant plus grand que la charge thermique superficielle de la surface de chauffe, q (en kcal/m²h) est elle-même plus grande.

Lorsque Δt augmente, l'ébullition devient plus intense, et le nombre de bulles de vapeur qui se forment dans l'unité de temps augmente également. Au début, lorsque la charge thermique et l'écart de température sont faibles, des bulles de vapeur dispersées et peu nombreuses se forment sur la paroi de transmission de chaleur ; ces bulles se développent, se détachent de la surface de chauffe et passent dans l'espace occupé par la vapeur. On obtient une ébullition nettement bouillonnante, c'est-à-dire constituée par des bulles.

Si la charge thermique q augmente suffisamment pour que les bulles de vapeur forment une pellicule continue sur la surface de chauffe, on atteint le régime d'ébullition dit pelliculaire. On constate que la transmission de chaleur augmente avec la charge thermique, mais seulement jusqu'à un certain point critique qui correspond au début de l'ébullition pelliculaire. Si l'on continue à faire croître la charge thermique, l'épaisseur de la pellicule de vapeur augmente, mais le coefficient de transmission de chaleur α diminue, parce que la conductivité thermique de la pellicule de vapeur diminue quand l'épaisseur augmente.

La fig. 61 montre la variation du flux thermique q et du coefficient de transmission ou d'échange de chaleur α en fonction de l'écart de température Δt pendant l'ébullition de l'eau sous la pression atmosphérique. Ce graphique montre que l'écart critique de température $\Delta t_{cr} = 25$ °C, pour lequel à $\alpha_{cr} = 40\,000$ kcal/m²·h·deg correspond une charge thermique $q = 10^6$ kcal/m²h.

Dans la région du régime d'ébullition bouillonnant, le coefficient α commence à croître doucement suivant la courbe AB quand on fait croître Δt, et il augmente ensuite très rapidement. Cela tient à ce que l'intensification du mouvement des bulles de vapeur intensifie la convection. Au-delà du point critique C, le coefficient α diminue fortement.

La détermination de l'écart critique de température Δt_{cr} facilite le choix rationnel du régime optimal de température des appareils d'ébullition et d'évaporation. L'emploi d'un écart de température Δt supérieur à l'écart critique a pour effet de réduire fortement la productivité de ces appareils.

Dans la pratique, on emploie la formule suivante pour calculer le coefficient α pour de l'eau bouillonnant dans la masse (c'est-à-dire avec production de bulles), à une pression comprise entre 0,2 et 100 at. abs.:

$$\alpha = 3p^{0,15}q^{0,7} \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{deg.}$$

Cette formule montre que, lorsque la pression p augmente, α augmente également. Cela tient évidemment à la diminution du volume des bulles de vapeur qui se forment sur la surface de chauffe.

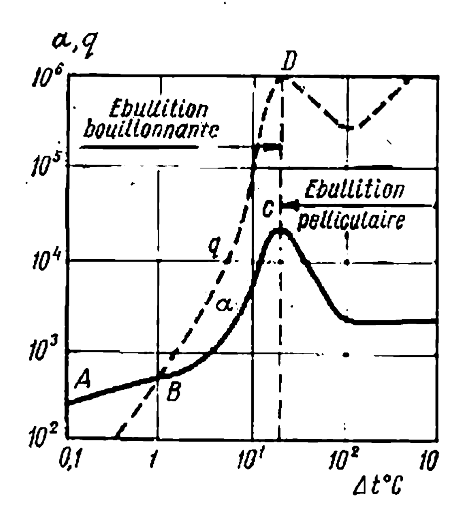


Fig. 61. Variation du flux thermique q et du coefficient de transmission ou d'échange α en fonction de l'écart de température Δt, pendant l'ébullition de l'eau sous la pression atmosphérique

Echange de chaleur lors de la condensation de la vapeur. Le dégagement de chaleur au cours de la condensation de la vapeur dépend de la façon dont se fait cette condensation. La condensation peut être pelliculaire, lorsque le condensat se dépose sur des surfaces en forme d'une pellicule continue. Elle peut se faire également en gouttelettes, lorsque le condensat se dépose par des gouttelettes. Dans les appareils industriels on observe généralement la condensation pelliculaire parce que la condensation en gouttelettes est habituellement instable.

La totalité de la chaleur dégagée au cours de la condensation de la vapeur doit traverser une pellicule de condensat dont l'épaisseur est variable. Si l'on considère une paroi verticale, cette épaisseur augmente vers le bas. E. Nüsselt a étudié l'épaisseur de la pellicule d'eau dans des dispositifs tubulaires variables et a établi des formules permettant de calculer la valeur moyenne (dans le sens de la hauteur) du coefficient d'échange de chaleur α entre la vapeur et la paroi en régime stationnaire. On a pour les plaques ou tubes verti-

caux:

$$\alpha_{ver} = 1{,}13 \sqrt[4]{\frac{A}{H\Delta t}} \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{deg}, \qquad (2\text{-}22)$$

et pour les tubes horizontaux:

$$\alpha_{hor} = 0{,}725 \sqrt[4]{\frac{A}{d\Delta t}}\,. \qquad (2\text{-}23)$$

où $A = \frac{r\gamma^2\lambda^3}{\mu}$ avec les notations suivantes: r chaleur de vaporisation, en kcal/kg; μ viscosité dynamique, en kg·h/m²; d et H (respectivement) diamètre et hauteur du tube, en m.

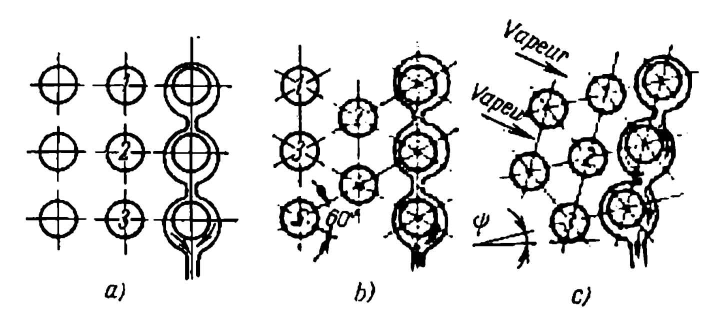


Fig. 62. Schémas de faisceaux tubulaires pour condenseurs:
a — faisceau à rangées verticales; *b* — faisceau en quinconce; *c* — faisceau Ginabat

On trouve les valeurs de μ, γ et λ dans des tableaux en fonction de la température moyenne de la pellicule:

$$t_m = \frac{t_p + t_c}{2},$$

avec t_p température de paroi et t_c température de condensation de la vapeur.

Comme H est toujours supérieur à d, le coefficient α d'un tube horizontal est toujours beaucoup plus grand que pour un tube vertical. Par exemple, pour $H = 1$ m et $d = 0{,}02$ m on a: $\alpha_h/\alpha_v = 1{,}7$. Pour cette raison, les échangeurs de chaleur à condensation de vapeur utilisent le plus souvent des tubes horizontaux.

Dans les faisceaux tubulaires horizontaux à rangées multiples (fig. 62), le condensat des rangées supérieures s'écoule vers le bas, si bien que la pellicule de condensat recouvrant les tubes inférieurs est plus épaisse et que le coefficient de transmission correspondant α est plus petit. Dans ces conditions, on obtient les valeurs maximales de α en disposant les tubes en quinconce sous un angle de 60°, ce qui donne les pellicules de condensat les plus minces. On peut déterminer l'angle de rotation ψ du faisceau de tubes quinconcés tel que le condensat s'écoule seulement sur un côté des tubes. Ce dispositif est appelé le dispositif de Ginabat. La fig. 62, *c* montre

que le condensat forme une pellicule mince sur la plus grande partie des tubes inférieurs, ce qui accroît la valeur du coefficient α.

L'intensité de l'échange de chaleur pendant la condensation dépend de la vitesse et de la direction du courant de vapeur, et principalement de la quantité de gaz non condensables (air par exemple) melangés à la vapeur. Ces gaz peuvent en effet s'accumuler dans le voisinage des surfaces de transmission, ce qui augmente considérablement la résistance thermique. La présence d'une proportion d'air de 1% dans la vapeur réduit déjà le coefficient α d'environ 60%. Aussi, lorsqu'on construit des échangeurs de chaleur à deux phases, on s'efforce d'empêcher les accumulations d'air dans le voisinage des surfaces de transmission, soit par une aspiration d'air, soit en envoyant un courant spécial dans les zones mortes.

Exemple 3. Déterminer le coefficient d'échange de chaleur entre la vapeur qui se condense et la paroi d'un tube, la pression étant $p = 2$ at. abs. et la température de la paroi $t_p = 80$°C. Comparer la transmission de chaleur obtenue avec un tube vertical de hauteur $H = 1{,}5$ m et avec un tube horizontal de diamètre $d = 50$ mm.

Pour la pression indiquée nous trouvons dans des tables thermodynamiques les valeurs suivantes des caractéristiques de la vapeur saturée: température de vapeur saturée $t_s = 120$°C; chaleur d'évaporation $r = 526{,}4$ kcal/kg.

Nous adoptons les constantes physiques de la formule (2-22) qui correspondent à la température moyenne suivante:

$$t_m = \frac{t_p + t_{v\,st}}{2} = \frac{80 + 120}{2} = 100\ °\text{C}.$$

Avec cette température, des tables spéciales nous donnent: masse spécifique de la vapeur condensée $\gamma = 958$ kg/m³; coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0{,}586$ kcal/m·h·°C; viscosité dynamique $\mu = 8{,}03 \cdot 10^{-9}$ kg·h/m².

Coefficient de transmission de chaleur d'après (2-22):

$$\alpha_{ver} = 1{,}13 \sqrt[4]{\frac{r\gamma^2\lambda^3}{\mu H\,(t_{v\,st} - t_p)}} = 1{,}13 \sqrt[4]{\frac{526{,}4 \cdot 958^2 \cdot 0{,}586^3}{8{,}03 \cdot 10^{-9} \cdot 1{,}5\,(120 - 80)}} =$$

$$= 4\,260\ \text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{deg}.$$

Le rapport entre les coefficients de transmission de chaleur par les tubes horizontaux et par les tubes verticaux a la valeur suivante d'après (2-23):

$$\frac{\alpha_{hor}}{\alpha_{ver}} = \frac{0{,}725}{1{,}13} \sqrt[4]{\frac{H}{d}} = 0{,}64 \sqrt[4]{\frac{1{,}5}{0{,}05}} = 1{,}5.$$

On voit donc que l'échange convectif de chaleur fourni par des tubes horizontaux est supérieur de 50% à celui que l'on obtient avec des tubes verticaux.

§ 4. Echange de chaleur par rayonnement

Le rayonnement de la chaleur est produit par des ondes électromagnétiques. Il est le résultat de phénomènes complexes intérieurs aux atomes. Lorsqu'on chauffe un corps, une partie de l'énergie

thermique est inévitablement transformée en énergie rayonnante, et la quantité d'énergie rayonnée dépend de la température du corps.

Toutes les formes de rayonnement ont la même nature, et la diversité des propriétés de ces rayonnements est due à la diversité des longueurs d'onde. Les radiations qui ont les propriétés thermiques (d'être absorbées par les corps et de se transformer en énergie calorifique) les plus marquées sont les radiations infrarouges, dont la longueur d'onde λ est comprise entre 0,8 et 420 microns. Les rayons de la lumière visible, dont la longueur d'onde est comprise entre 0,4 et 0,8 micron produisent un effet calorifique insignifiant.

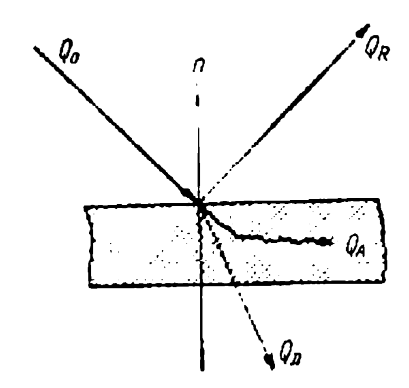


Fig. 63. Fractionnement de l'énergie rayonnée au contact d'un corps

Lorsque des radiations thermiques tombent sur un corps quelconque, leur énergie est en partie absorbée par le corps (Q_A), en partie réfléchie par le corps (Q_R), et le reste traverse ce corps (Q_D) (fig. 63). On peut donc écrire l'égalité suivante:

$$Q_O = Q_A + Q_R + Q_D. \tag{2-24}$$

Si l'on divise les deux membres de cette égalité par Q_O et si l'on pose $A = Q_A/Q_O$ — *pouvoir d'absorption*, $R = Q_R/Q_O$ — *pouvoir de réflexion* et $D = Q_D/Q_O$ — *pouvoir de transparence*, on obtient la relation suivante:

$$A + R + D = 1. \tag{2-25}$$

On appelle corps *absolument noir*, ou simplement corps *noir*, un corps qui est capable d'absorber totalement toutes les radiations qu'il reçoit. On a pour un tel corps $A = 1$. Si le corps considéré réfléchit totalement les rayons, on dit que c'est un *miroir parfait*, ou un corps *absolument blanc*, pour lequel $R = 1$. Si $D = 1$, l'énergie rayonnée traverse complètement le corps. De tels corps sont appelés des corps *parfaitement transparents*, ou *diathermiques*. La plupart des corps solides et des liquides sont pratiquement *opaques* pour les rayons thermiques, autrement dit, ils sont *athermiques*, ou $D = 0$.

Les valeurs de A, R et D dépendent de la nature du corps, de sa température et de la longueur d'onde du rayonnement.

Les lois du rayonnement. Le *pouvoir rayonnant* d'un corps E est la quantité de chaleur (exprimée en kilocalories) émise par 1 m² de la surface de ce corps par heure pour toutes les longueurs d'onde depuis zéro jusqu'à l'infini.

En 1901, le physicien M. Planck a énoncé la loi de répartition de l'énergie rayonnée en fonction de la longueur d'onde et de la température. La fig. 64 représente la loi de Planck d'une façon

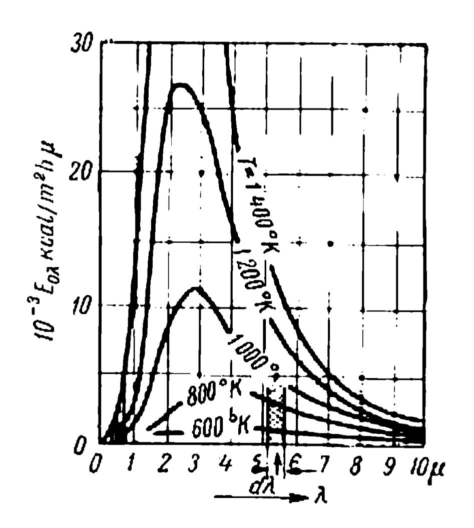


Fig. 64. Variation du rayonnement du corps noir en fonction de la longueur d'onde et de la température

graphique. Quand la longueur d'onde λ augmente, le pouvoir rayonnant E_0 du corps noir augmente. Pour chaque température T °K ce pouvoir rayonnant est maximal pour une valeur déterminée λ_{max} de la longueur d'onde, et il diminue au-delà de cette valeur. De plus, quand la température augmente, la longueur d'onde correspondant au rayonnement maximal diminue.

En 1893, V. Wien montra que le produit de la température absolue T par λ_{max} est constant. D'après la loi de Wien, on a:

$$\lambda_{max}T = 2{,}9 \text{ mm}\cdot{}^\circ\text{K}.$$

L'aire comprise sous la courbe correspondant à T = const (fig. 64) représente la quantité d'énergie rayonnée dans l'intervalle correspondant des longueurs d'onde. Pour la totalité des longueurs d'onde, l'énergie rayonnée totale est appelée le rayonnement intégral du corps noir:

$$E_0 = \int_0^\infty E_{0\lambda}\, d\lambda. \tag{2-27}$$

La fig. 64 montre que l'énergie du rayonnement lumineux visible, qui se trouve sur la gauche (aire hachurée), est extrêmement faible comparativement à l'énergie du rayonnement infrarouge, aux températures que l'on rencontre dans la pratique.

La loi du rayonnement du corps absolument noir a été établie expérimentalement par I. Stefan en 1879 et théoriquement par L. Boltzmann en 1881 :

$$E_0 = \sigma_0 T^4 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}. \tag{2-28}$$

Dans cette relation σ_0 est la constante du rayonnement du corps absolument noir, $\sigma_0 = 4,9\cdot 10^{-8}$ kcal/m²·h·°K⁴.

Pour plus de commodité, les calculs techniques utilisent la constante $\sigma\cdot 10^8$, mais par compensation la température est divisée par 100 dans la formule (2-28). De cette façon, la formule de Stefan-Boltzmann devient :

$$E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4, \tag{2-29}$$

avec la valeur suivante du coefficient de rayonnement du corps absolument noir :

$$c_0 = \sigma_0 10^8 = 4,9 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot{}^\circ\text{K}^4.$$

Les corps réels, que l'on appelle habituellement des corps *gris*, diffèrent du corps parfaitement noir par l'intensité de leur rayonnement. Mais les recherches de I. Stefan et d'autres savants ont montré que la loi du rayonnement du corps noir peut être appliquée également aux corps gris. Les courbes du rayonnement intégral des corps gris (rayonnement de toutes les longueurs d'onde) sont semblables à celles du corps noir. Le rapport du pouvoir rayonnant d'un corps gris au pouvoir rayonnant du corps noir à une même température est appelé le *degré de noirceur* de ce corps :

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{c\left(\frac{T}{100}\right)^4}{c_0\left(\frac{T}{100}\right)^4} = \frac{c}{c_0} = \frac{c}{4,9}. \tag{2-30}$$

On déduit de cette formule celle permettant de calculer le pouvoir rayonnant d'un corps gris :

$$E = c_0\varepsilon \left(\frac{T}{100}\right)^4 = 4,9\varepsilon \left(\frac{T}{100}\right)^4. \tag{2-31}$$

Le degré de noirceur, ou la noirceur d'un corps, dépend principalement des propriétés physico-chimiques de ce corps et de l'état de sa surface (lisse ou rugueuse). Une surface lisse est moins « noire » qu'une surface rugueuse. A la différence de ce qui se passe pour la

lumière visible, la couleur d'un corps n'a pas une grande influence sur l'absorption et la réflexion des radiations thermiques.

Le tableau 7 représente la noirceur ε de plusieurs corps gris d'après des résultats d'expérience pour les températures indiquées sur ce tableau.

Tableau 7

Matière	t °C	ε
Eau . . .	0-100	0,95-0,963
Fer poli . . .	425-1 020	0,144-0,377
Brique ordinaire rugueuse	20	0,93
Brique de chamotte . .	1 000	0,75
Peintures à l'huile (couleurs diverses)	100	0,92-0,96
Acier oxydé	200-600	0,74-0,8
Fonte oxydée	200-600	0,64-0,78
Crépissage à la chaux	10-90	0,91

I. Lambert a montré que le rayonnement de la surface d'un corps, rapporté à l'unité de surface, est maximal dans la direction perpendiculaire à la surface. Si un faisceau rayonné étroit fait un angle φ avec la normale à la surface, la quantité E_φ d'énergie rayonnée dans cette direction a la valeur suivante relativement à l'énergie E_n rayonnée suivant la normale:

$$E_\varphi = E_n \cos \varphi. \tag{2-32}$$

Rayonnement mutuel entre plusieurs corps. D'après la loi de G. Kirchhoff le rapport du pouvoir rayonnant E au pouvoir absorbant A est le même pour tous les corps et dépend seulement de la température:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \frac{E_3}{A_3} = \ldots \frac{E_0}{A_0}.$$

Introduisons dans cette relation la valeur (2-29) de l'énergie E:

$$E = c\left(\frac{T}{100}\right)^4.$$

Après simplification, nous obtenons:

$$\frac{c_1}{A_1} = \frac{c_2}{A_2} = \frac{c_3}{A_3} = \frac{c}{A} = \frac{c_0}{A_0}. \tag{2-33}$$

Si nous posons dans cette relation $c_0 = 4,9$ (valeur correspondant au corps noir) et $A_0 = 1$, nous obtenons:

$$c = c_0 A = 4,9A. \tag{2-34}$$

Une comparaison entre les relations (2-30) et (2-34) montre que $A = \varepsilon$. Autrement dit, le pouvoir absorbant A est numériquement égal à la grandeur que nous avons appelée le dégré de noirceur ε.

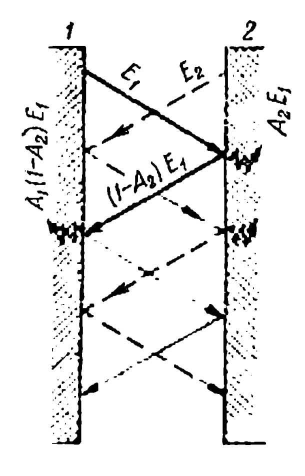


Fig. 65. Echange de chaleur rayonnante entre deux surfaces parallèles

Si deux surfaces qui se trouvent à des températures différentes T_1 et T_2 sont parallèles et voisines, chacune envoie un rayonnement à l'autre; autrement dit, il y a rayonnement mutuel (fig. 65). La première surface *1* envoie des rayons sur la deuxième surface *2* et celle-ci absorbe et réfléchit partiellement ces rayons. Dans ce phénomène de réflexion, la réflexion simple, c'est-à-dire effectuée une seule fois, a seule de l'importance. Le rayonnement total de la première surface comprend le rayonnement propre $c_1 (T_1/100)^4$ de cette surface et le rayonnement $E_2 (1 - A_1)$ de la deuxième surface après réflexion de ce rayonnement sur la première surface. Sur la fig. 65 la chaleur absorbée par chaque surface est indiquée par les flèches en lignes brisées. Le rayonnement total de la première surface, par m² et par heure, a donc pour valeur:

$$E_1 = c_1 \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 + E_2 (1 - A_1).$$

De même, le rayonnement de la deuxième surface a pour valeur:

$$E_2 = c_2 \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 + E_1 (1 - A_2).$$

La différence existant entre ces deux rayonnements nous donne l'échange de chaleur par rayonnement entre la première et la deuxième surface, si $T_1 > T_2$:

$$q_{12} = E_1 - E_2.$$

Si nous tenons compte des valeurs de E_1 et E_2, ainsi que des valeurs de A_1 et A_2 en fonction de c_1 et c_2 d'après (2-34), nous obtenons l'expression suivante de l'échange de chaleur rayonnante pendant 1 h sur une surface F:

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0}} F \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \text{ kcal/h.} \quad (2\text{-}35)$$

Le facteur qui contient les coefficients de rayonnement c_1, c_2 et c_0 est appelé le *coefficient réduit de rayonnement du système de corps*:

$$c_{12} = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0}}. \quad (2\text{-}36)$$

On peut exprimer ce coefficient en fonction du degré de noirceur. Multiplions le numérateur et le dénominateur par c_0 et remplaçons c_1 et c_2 par leurs valeurs en fonction de ε suivant la relation (2-30). On obtient alors l'expression suivante de c_{12} en fonction du degré de noirceur réduit ε_r:

$$c_{12} = \frac{4,9}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = 4,9\varepsilon_r.$$

Pour étudier le cas général du rayonnement on considère deux surfaces quelconques F_1 et F_2 dont l'une entoure l'autre (fig. 66). Cette situation comporte une particularité: en plus du rayonnement

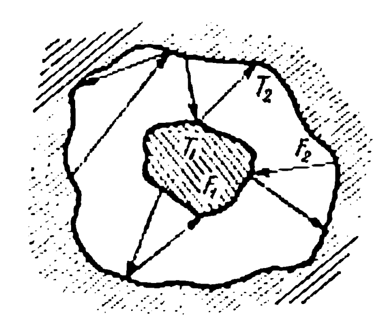


Fig. 66. Schéma de l'échange de chaleur rayonnante entre deux surfaces dont l'une entoure l'autre

mutuel entre les deux surfaces il existe également un certain rayonnement de la surface extérieure F_2 sur elle-même, car une partie des rayons partant de cette surface ne tombe pas sur F_1 et est réfléchie par la surface F_2 elle-même, comme on peut le voir sur la fig. 66. La surface F_1 ne reçoit qu'une partie des rayons émis par la surface F_2: $\beta = F_1/F_2$. Le reste du rayonnement de F_2, c'est-à-dire $(1 - \beta)$, subit une autoréflexion. Il en résulte que l'échange de chaleur rayonnante entre les deux surfaces F_1 et F_2 a pour valeur:

$$Q = Q_1 - \beta Q_2. \tag{2-37}$$

La quantité totale de chaleur rayonnée par la première surface F_1 comprend son rayonnement propre et le rayonnement réfléchi:

$$Q_1 = c_1 F_1 \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 + (1 - A_1)\beta Q_2. \tag{2-38}$$

Le rayonnement de la deuxième surface F_2 comprend également le rayonnement de cette surface réfléchi sur elle-même (rayonnement autoréfléchi):

$$Q_2 = c_2 F_2 \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 + (1 - A_2) Q_1 + (1 - A_2)(1 - \beta) Q_2. \tag{2-39}$$

Si nous résolvons les équations (2-38) et (2-39) en β, si nous introduisons ensuite les valeurs de Q_1 et Q_2 dans la relation (2-37) et si nous remplaçons le coefficient A par le coefficient c de Kirchhoff, nous obtenons finalement l'expression du rayonnement mutuel de deux surfaces dont l'une est intérieure à l'autre:

$$Q=\frac{1}{\frac{1}{c_1}+\frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{c_2}-\frac{1}{c_0}\right)}F_1\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]. \qquad (2\text{-}40)$$

Dans cette relation, le coefficient de rayonnement réduit a pour valeur:

$$c'_{12}=\frac{1}{\frac{1}{c_1}+\frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{c_2}-\frac{1}{c_0}\right)}.$$

On ne peut employer la formule (2-40) que si la surface intérieure F_1 est absolument convexe, car les régions concaves provoquent des phénomènes d'autoréflexion qui viennent compliquer la situation.

Exemple 4. Un tuyau en fer de 100 mm de diamètre a une température de paroi $t_1 = 130$°C; il traverse un canal de briques ayant une section de 0,28 × × 0,35 m et une température de paroi $t_2 = 35$°C. Calculer la quantité de chaleur que cède ce tube par rayonnement pendant 1 heure et sur 1 m de longueur.

Nous obtenons les coefficients de rayonnement c en kcal/m²·h·°K⁴ à l'aide du tableau 7 et de la relation (2-30):

tuyau en fer oxydé avec un degré de noirceur $\varepsilon_1=0{,}74$

$$c_1=4{,}9\varepsilon_1=3{,}6;$$

briques avec un degré de noirceur $\varepsilon_2=0{,}93$

$$c_2=4{,}9\varepsilon_2=4{,}56.$$

Nous calculons le coefficient réduit de rayonnement c'_{12} par la formule (2-40):

$$c'_{12}=\frac{1}{\frac{1}{c_1}+\frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{c_2}-\frac{1}{c_0}\right)},$$

avec F_1 surface du tube par mètre de longueur:

$$F_1=\pi\, dl=3{,}14\cdot 0{,}1\cdot 1=0{,}314 \text{ m}^2;$$

F_2 surface du canal par mètre de longueur:

$$F_2=2\cdot 1\cdot(0{,}28+0{,}35)=1{,}26 \text{ m}^2;$$

$$\frac{F_1}{F_2}=\frac{0{,}314}{1{,}26}=0{,}25;$$

$$c'_{12}=\frac{1}{\frac{1}{3{,}6}+0{,}25\left(\frac{1}{4{,}56}-\frac{1}{4{,}9}\right)}=3{,}55 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}.$$

La relation (2-40) nous permet de calculer la quantité de chaleur rayonnée pendant 1 heure par 1 m de longueur du tube:

$$Q=c'_{12}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]F_1=3{,}55\left[\left(\frac{130+273}{100}\right)^4-\left(\frac{35+273}{100}\right)^4\right]\times 0{,}314=$$

$$=194 \text{ kcal/h par 1 m de longueur.}$$

Ecrans thermiques. On est obligé parfois de réduire les échanges de chaleur par rayonnement dans les équipements thermiques, en particulier dans les installations protégeant contre la chaleur. Dans de tels cas, on installe des cloisons entre les objets d'un rayonnement mutuel. De telles cloisons sont appelées des *écrans thermiques*.

Pour simplifier la question considérons deux surfaces parallèles entre lesquelles se trouve un écran (fig. 67). Nous supposerons en outre que les coefficients de rayonnement sont les mêmes sur toutes les surfaces: $c_1 = c_é = c_2$.

En l'absence de l'écran, la relation (2-35) du rayonnement mutuel nous donne, par m² de surface:

$$q_{12} = c_{12}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}. \quad (2\text{-}41)$$

Après installation de l'écran, nous avons deux relations pour exprimer l'échange de chaleur rayonnante sur les deux côtés de cet écran:

$$q_{1é} = q_{é2} = c_{12}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_é}{100}\right)^4\right] = c_{12}\left[\left(\frac{T_é}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]. \quad (2\text{-}42)$$

Ces deux relations nous permettent de calculer $\left(\frac{T_é}{100}\right)$. En introduisant la valeur ainsi obtenue dans le premier membre de la relation (2-42), nous obtenons:

$$q_{1é} = q_{é2} = 0{,}5c_{12}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right].$$

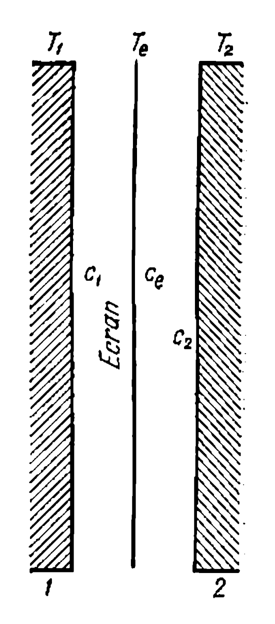


Fig. 67. Schéma d'un écran mince installé entre deux surfaces parallèles

Si dans cette équation nous remplaçons l'expression entre parenthèses par sa valeur $\frac{q_{12}}{c_{12}}$ tirée de l'équation (2-41), nous obtenons finalement:

$$q_{1é} = q_{é2} = 0{,}5q_{12}. \quad (2\text{-}43)$$

On voit donc que la quantité de chaleur rayonnante transmise entre les deux surfaces est divisée par deux par l'installation de l'écran.

Par un procédé analogue on peut montrer que, si l'on installe n écrans parallèles, l'échange de chaleur rayonnante entre les deux surfaces extrêmes est divisé par $(n + 1)$.

Dans le cas où les coefficients de rayonnement des parois limites ne sont pas égaux à ceux de l'écran $c_é$, la relation (2-43) prend la

forme suivante:

$$q_{1é} = 0{,}5 \frac{c_{1é}}{c_{12}} q_{12}. \qquad (2\text{-}44)$$

Dans cette relation $c_{1é}$ est le coefficient de rayonnement réduit entre l'enceinte et l'écran.

Couches d'air. A titre d'exemple de l'emploi pratique d'un écran, nous pouvons considérer les couches d'air intermédiaires que l'on emploie pour améliorer l'isolation thermique produite par diverses enceintes. Dans ces couches d'air intermédiaires, 70 à 80 % de la chaleur est transmise par rayonnement. Aussi, pour réduire efficacement la transmission de chaleur, on installe dans ces couches d'air des minces cloisons qui sont des écrans et qui réduisent considérablement les échanges de chaleur rayonnante.

On remplit assez souvent les couches d'air intermédiaires avec une matière pulvérulente. Une telle matière agit à la façon de très nombreux écrans et par suite réduit fortement le rayonnement de chaleur. Mais d'autre part, la matière de remplissage accroît la conductivité thermique des couches d'air. Il faut donc qu'elle possède un coefficient de conductivité thermique aussi faible que possible. De plus, on ne doit employer ces matières de remplissage que dans de larges intervalles d'air, dans lesquels on accroît la résistance à la transmission de la chaleur en augmentant l'épaisseur de remplissage.

L'emploi de matières de remplissage dans une couche d'air réduit également d'une façon considérable la transmission de chaleur par convection. Mais la convection ne transmet qu'une faible proportion de la chaleur, environ 8 à 16 %. Il ne faut pas oublier que la matière de remplissage ne doit pas être hygroscopique ni organique, pour ne pas se décomposer ou se putréfier. Il est préférable de placer la couche d'air isolante dans la partie la plus froide de la paroi traitée. En agissant ainsi, on réduit la transmission de chaleur par rayonnement du fait que l'on réduit la différence entre les quatrièmes puissances des températures absolues. Les excellentes propriétés calorifuges des couches d'air diminuent fortement lorsque l'air extérieur froid peut pénétrer par des défauts d'étanchéité, interstices, fissures, etc., car ces rentrées d'air accroissent considérablement les échanges de chaleur par convection.

Le rayonnement thermique des gaz. A la différence des corps solides, qui ont un spectre continu, les gaz possèdent des spectres constitués surtout par des raies. Il faut ajouter à cela que des gaz monoatomiques et biatomiques (O_2, N_2, H_2) laissent passer presque complètement les radiations thermiques. Autrement dit, ils sont diathermiques et l'on peut négliger leur propre rayonnement. Les gaz triatomiques et polyatomiques tels que CO_2, H_2O, SO_2 possèdent un certain pouvoir émissif et absorbant.

Les études effectuées ont montré que les principaux produits de la combustion des combustibles CO_2 et H_2O ont des spectres contenant trois raies entre les longueurs d'ondes de 2,24 et 25 microns. Du fait que les spectres des gaz sont des spectres de raies, le rayonnement et l'absorption des radiations par les gaz ont un caractère sélectif. Autrement dit, il n'y a rayonnement et absorption que pour des valeurs déterminées des longueurs d'ondes.

La principale difficulté de l'étude des échanges de chaleur par rayonnement dans les gaz tient à ce que l'émission et l'absorption des radiations se produisent dans la masse même du milieu gazeux. La chaleur émise (rayonnée) par une certaine couche du volume gazeux est absorbée dans une certaine mesure par les couches voisines et celles-ci rayonnent elles-mêmes de la chaleur, etc. Il faut ajouter à cela que la forme géométrique du volume occupé par le gaz peut rendre beaucoup plus difficiles les calculs des échanges de chaleur rayonnante.

L'absorption des radiations thermiques par des couches de gaz athermiques (non diathermiques) dépend du pouvoir absorbant de chacun de ces gaz. L'absorption des radiations dépend de la température T_g du gaz considéré, elle est proportionnelle à la tension partielle p de chaque gaz dans un mélange et à la longueur du parcours l des radiations. On peut donc exprimer le pouvoir absorbant des gaz par une fonction de la forme suivante pour une longueur d'onde déterminée λ:

$$A_\lambda = f(T_g, pl).$$

Pour calculer pratiquement les échanges de chaleur rayonnante dans les gaz, on emploie des formules empiriques, des tableaux numériques et des graphiques. Par exemple, on emploie la formule suivante pour calculer l'échange de chaleur rayonnante entre des gaz athermiques et des parois qui les entourent:

$$Q = 4{,}9\varepsilon_p \left[\varepsilon_g \left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - A_g \left(\frac{T_p}{100}\right)^4\right] F \text{ kcal/h},$$

avec T_g et T_p (respectivement) température des gaz et de la paroi, en °K;

ε_p et ε_g (respectivement) noirceurs effectives de la paroi et du gaz; on trouve ces coefficients dans des graphiques établis d'après les résultats pratiques;

A_g pouvoir absorbant du gaz à la température de la paroi;

F surface de la paroi de l'enceinte, en m².

E x e m p l e 5. Entre deux surfaces parallèles qui rayonnent l'une vers l'autre et qui ont un coefficient de rayonnement $c_1 = 4$ kcal/m²·h·°K⁴ et les températures $t_1 = 300$°C et $t_2 = 27$°C, on installe un écran en fer pour lequel

$c_é = 4{,}3$ kcal/m²·h·°K⁴. Calculer l'échange de chaleur rayonnante par heure et par m² de surface avant et après installation de l'écran.

Calculons l'échange de chaleur rayonnante avant l'installation de l'écran par la formule (2-35):

$$q_{12} = \frac{1}{\frac{1}{c_1}+\frac{1}{c_2}-\frac{1}{c_0}}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]=$$

$$=\frac{1}{\frac{1}{4}+\frac{1}{4}-\frac{1}{4{,}9}}\left[\left(\frac{300+273}{100}\right)^4-\left(\frac{27+273}{100}\right)^4\right]=3\,377 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}.$$

Calculons l'échange de chaleur rayonnante après installation de l'écran à l'aide de la formule (2-44):

$$q_{1é}=0{,}5\,\frac{c_{1é}}{c_{12}}\,q_{12},$$

où

$$c_{1é}=\frac{1}{\frac{1}{c_1}+\frac{1}{c_é}-\frac{1}{c_0}}\quad\frac{1}{\frac{1}{4}+\frac{1}{4{,}3}-\frac{1}{4{,}9}}=3{,}6 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot{}^\circ\text{K}^4.$$

D'après le calcul avant l'installation de l'écran $c_{12} = 3{,}38$. On a donc:

$$q_{1é}=0{,}5\cdot\frac{3{,}6}{3{,}38}\cdot 3\,377=1\,798 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}.$$

L'échange de chaleur rayonnante est donc réduit de 46,8% par l'installation de l'écran.

Chapitre II

ÉCHANGEURS DE CHALEUR

§ 1. Les échanges de chaleur complexes

Dans les conditions réelles, la chaleur est généralement transmise d'un milieu fluide à un autre simultanément par les trois procédés d'échange ou transmission qui ont été examinés plus haut. Autrement dit, on se trouve devant des échanges de chaleur complexes. Pour calculer la transmission de chaleur dans ces phénomènes complexes on emploie le *coefficient global de transmission k*. Ce coefficient indique la quantité de chaleur transmise d'un milieu contigu à une paroi à l'autre milieu contigu à cette paroi, pour m² de surface de paroi, pendant 1 h, lorsque la différence ($t_1 - t_2$) entre les températures de ces deux milieux est égale à 1 °C. La formule de l'échange de chaleur complexe est alors la suivante:

$$Q = kF\tau\,(t_1 - t_2) \text{ kcal.} \qquad (2\text{-}45)$$

Paroi plane. Considérons la transmission de chaleur à travers une paroi plane et homogène, de surface 1 m² et d'épaisseur δ m, cette transmission se faisant depuis un milieu contigu qui est à la température la plus élevée t_1, à un autre milieu contigu qui est à la température la plus basse t_2, et désignons par t_{p1} et t_{p2} les températures des deux faces de la paroi (fig. 60).

Dans ce cas, nous observons:

1) transmission de chaleur depuis le milieu à la température t_1 vers la paroi à la température t_{p1}. Cette transmission se fait par rayonnement et par convection et l'on peut l'exprimer par la relation de Newton avec le coefficient global de transmission α_1 entre le premier milieu et la paroi:

$$q=\alpha_1(t_1-t_{p1}) \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h};$$

2) transmission de chaleur par conduction dans la matière de la paroi, suivant la relation de Fourier:

$$q=\lambda\frac{t_{p1}-t_{p2}}{\delta} \text{ kcal/m}^2\cdot h;$$

3) échange de chaleur à l'extérieur entre la paroi et le milieu froid par rayonnement et par convection. On peut employer ici la relation de Newton avec le coefficient global de transmission α_2 entre la paroi et le deuxième milieu

$$q=\alpha_2(t_{p2}-t_2) \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}.$$

Ecrivons les différences de température tirées des trois relations précédentes. Nous savons qu'en régime stationnaire la quantité de chaleur transmise est la même dans toutes les sections successives normales à la transmission. Nous obtenons ainsi les trois égalités suivantes:

$$t_1-t_{p1}=q\frac{1}{\alpha_1};$$

$$t_{p1}-t_{p2}=q\frac{\delta}{\lambda};$$

$$t_{p2}-t_2=q\frac{1}{\alpha_2}.$$

Après addition et simplification, nous obtenons:

$$t_1-t_2=q\left(\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}\right).$$

Cette équation nous permet de calculer la quantité de chaleur correspondant à la transmission complexe:

$$q=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}}(t_1-t_2) \text{ kcal/m}^2\cdot\text{h}. \quad (2\text{-}46)$$

Le coefficient global de transmission de chaleur a donc la valeur suivante:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C}. \quad (2\text{-}47)$$

Nous avons déjà vu que

$$t_{p1} - t_{p2} = q \frac{\delta}{\lambda}$$

et

$$t_{p2} - t_2 = q \frac{1}{\alpha_2}.$$

En additionnant membre à membre ces deux égalités, nous obtenons une formule permettant de calculer la température maximale de la paroi sur la face contiguë au milieu le plus chaud:

$$t_{p1} = t_2 + q \left(\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right). \quad (2\text{-}48)$$

Cette température a une grande importance quand on doit apprécier les conditions de travail d'un métal dans les appareils d'échange de chaleur.

La fig. 60 représente graphiquement la distribution des températures dans le cas considéré ici.

Si la paroi, ou tout autre dispositif d'enceinte plan, est constitué par plusieurs couches (fig. 58), on peut calculer plus simplement l'échange de chaleur complexe à l'aide de la *résistance thermique* R, qui est l'inverse du coefficient de transmission:

$$R = \frac{1}{k}.$$

D'après la relation (2-7) la résistance thermique est la somme des résistances thermiques individuelles des couches qui se succèdent. Les résistances qui s'opposent aux échanges de chaleur sur les deux faces ont pour valeurs $\frac{1}{\alpha_1}$ et $\frac{1}{\alpha_2}$. La résistance thermique totale pour une paroi à couches multiples s'exprime donc de la façon suivante:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \ldots \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (2\text{-}49)$$

On obtient finalement l'expression suivante du flux de chaleur à travers une paroi ou enceinte plane à plusieurs couches:

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} F\tau (t_1 - t_2) \text{ kcal}. \quad (2\text{-}50)$$

Paroi cylindrique. Considérons tout d'abord un tube cylindrique homogène (à une seule couche) (fig. 59), dans lequel la chaleur se propage de l'intérieur (température t_1) vers le milieu extérieur (température t_2). La conductivité thermique de la paroi cylindrique est donnée par la relation (2-9), d'où l'on tire:

$$R_{cth} = \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\lambda} . \qquad (2\text{-}51)$$

Il faut ajouter à cette résistance la résistance de transmission superficielle intérieure R_i et la résistance de transmission superficielle extérieure R_{ex}. Dans un tube cylindrique les surfaces

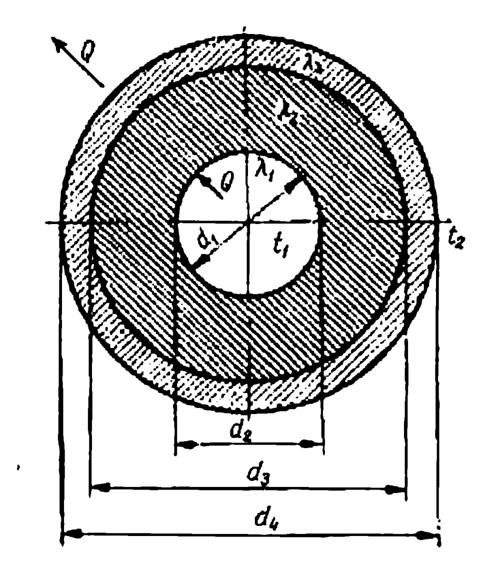


Fig. 68. Tube cylindrique calorifugé

d'entrée et de sortie de la chaleur ne sont pas égales. Il faut donc rapporter les résistances thermiques de ces surfaces aux diamètres correspondants.

Si nous raisonnons sur une longueur de tube de 1 m, la résistance de transmission superficielle intérieure a la valeur suivante (diamètre d_1):

$$R_i = \frac{1}{\alpha_1 d_1} .$$

De même, le diamètre extérieur étant d_2, la résistance de transmission superficielle extérieure a pour valeur:

$$R_{ex} = \frac{1}{\alpha_2 d_2} .$$

La résistance totale de transmission du tube pour 1 m de longueur a donc la valeur suivante:

$$R=\frac{1}{k}=\frac{1}{\alpha_1 d_1}+\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\alpha_2 d_2}\ \text{m}\cdot\text{deg}\cdot\text{h/kcal}. \qquad (2\text{-}52)$$

Finalement, le flux de chaleur à travers une paroi cylindrique homogène par 1 m de longueur s'exprime de la façon suivante:

$$Q=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1}+\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\alpha_2 d_2}}\cdot\pi\tau\,(t_1-t_2)\ \text{kcal/m}. \qquad (2\text{-}53)$$

L'expression du flux de chaleur prend la forme suivante dans un tube calorifugé (fig. 68) comprenant n couches isolantes différentes, limitées par les diamètres $d_2, \ldots, d_{n+1}$:

$$Q=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1}+\sum_{1}^{n}\frac{1}{2\lambda_i}\ln\frac{d_{i+1}}{d_i}+\frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}\cdot\pi\tau\,(t_1-t_2)\ \text{kcal/m}. \qquad (2\text{-}54)$$

E x e m p l e 6. Calculer le coefficient de transmission de chaleur à travers un mur extérieur d'une maison d'habitation constitué par 4 couches différentes; calculer également les pertes de chaleur pendant 12 h à travers une surface $F = 5 \times 2{,}8 = 14$ m³ de ce même mur. Le mur est revêtu intérieurement d'un crépissage ayant une épaisseur $\delta_1 = 15$ mm, derrière ce crépissage se trouve une épaisseur de briques $\delta_2 = 125$ mm, puis un remplissage de scories $\delta_3 = 140$ mm et enfin une couche extérieure de briques $\delta_4 = 125$ mm.

Les coefficients de conduction thermique λ kcal/m·h·°C ont les valeurs suivantes: $\lambda_1 = 0{,}6$ pour le crépissage intérieur, λ_2 et $\lambda_4 = 0{,}7$ pour chaque couche de briques et $\lambda_3 = 0{,}25$ pour le remplissage de scories. Nous adoptons les coefficients de transmission superficielle suivants: $\alpha_1 = 7{,}5$ kcal/m²·h·deg et $\alpha_2 = 20$ kcal/m²·h·deg. La température à l'intérieur du local est $t_1 = 18$°C et la température de l'air extérieur est $t_2 = -30$° C.

Le coefficient global de transmission de chaleur est l'inverse de la résistance thermique globale de transmission de cette paroi à couches multiples. On a d'après (2-49):

$$k=\frac{1}{R}=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\frac{\delta_3}{\lambda_3}+\frac{\delta_4}{\lambda_4}+\frac{1}{\alpha_2}}=$$

$$=\frac{1}{\frac{1}{7{,}5}+\frac{0{,}015}{0{,}6}+\frac{0{,}125}{0{,}7}+\frac{0{,}14}{0{,}25}+\frac{0{,}125}{0{,}7}+\frac{1}{20}}=0{,}89\ \text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{deg}.$$

Nous calculons les pertes de chaleur, c'est-à-dire le flux de chaleur, par la formule (2-50):

$$Q=kF\tau\,(t_1-t_2)=0{,}89\cdot 14\cdot 12\,[18-(-30)]=7\,177\ \text{kcal}.$$

E x e m p l e 7. Calculer les pertes de chaleur par 1 m de longueur et par heure à travers un conduit de vapeur ayant un diamètre intérieur $d_1 = 160$ mm et un diamètre extérieur $d_2 = 170$ mm. Ce tube est calorifugé par deux couches isolantes en amiante et en laine minérale dont chacune a une épaisseur $\delta = 50$ mm. La température de la vapeur surchauffée parcourant le tube est $t_1 = 250$ °C et

la température de l'air extérieur est $t_2 = 20°$ C. On peut adopter les conductivités thermiques suivantes, en kcal/m·h·°C: $\lambda_1 = 50$ pour la paroi en acier, $\lambda_2 = 0,15$ pour l'amiante et $\lambda_3 = 0,04$ pour la laine minérale. Les coefficients de transmission superficielle α ont les valeurs suivantes, en kcal/m²·h·deg: $\alpha_1 = 100$ entre la vapeur et le tube et $\alpha_2 = 10$ entre le calorifugeage et l'air extérieur.

D'après la relation (2-54) le flux transmis à travers le conduit de vapeur calorifugé par 1 heure et par 1 m de longueur a la valeur suivante:

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{1}{\alpha_2 d_4}} \pi (t_1 - t_2) \text{ kcal/m·h},$$

où d_3 diamètre extérieur de la couche d'amiante:

$$d_3 = d_2 + 2\delta = 170 + 2 \cdot 50 = 270 \text{ mm};$$

et d_4 diamètre extérieur du conduit de vapeur calorifugé:

$$d_4 = d_3 + 2\delta = 270 + 2 \cdot 50 = 370 \text{ mm}.$$

Après avoir introduit ces valeurs dans l'expression de Q, nous obtenons

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{100 \cdot 0,16} + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{0,17}{0,16} + \frac{1}{2 \cdot 0,15} \ln \frac{0,27}{0,17} + \frac{1}{2 \cdot 0,04} \ln \frac{0,37}{0,27} + \frac{1}{10 \cdot 0,37}} \times$$

$$\times \pi (250 - 20) = 125 \text{ kcal/m·h}.$$

§ 2. Calcul des échangeurs de chaleur

Dans les échangeurs la chaleur est transmise d'un liquide ou d'un gaz à un autre. Dans les échangeurs à mélange, cette transmission se fait par contact direct entre les particules des deux fluides, tandis que dans les échangeurs à surface, elle se fait à travers une paroi intermédiaire. On distingue trois types principaux d'échangeurs à surface d'après la direction des mouvements relatifs des deux fluides porteurs de chaleur (fig. 69): échangeurs à courants de même sens, échangeurs à contre-courant et échangeurs à courants croisés.

Les graphiques de variation de la température dans les fluides porteurs de chaleur montrent que dans un échangeur à contre-courant la température finale du fluide réchauffé t_2'' peut être supérieure à la température finale du fluide chauffant t_1''. Il en résulte que dans des conditions identiques d'emploi le procédé à contre-courant permet toujours d'obtenir une température finale du fluide réchauffé supérieure à celle que l'on peut obtenir avec des courants de même sens.

Dans les échangeurs de chaleur à surface, on calcule habituellement la surface d'échange F, ou bien les températures finales des fluides porteurs de chaleur, à l'aide de l'équation générale de transmission (2-45), écrite sous la forme suivante:

$$Q = kFr\Delta t, \tag{2-55}$$

avec Δt écart de température, c'est-à-dire différence existant entre les températures du fluide chauffant et du fluide réchauffé, au lieu considéré de la surface de chauffe.

Dans le système à contre-courant, la valeur moyenne de Δt est plus élevée que dans le système à courants de même sens. Ainsi que le montre la formule (2-55), les échangeurs de chaleur à contre-courant nécessitent donc des surfaces d'échange plus petites que les échangeurs à courants de même sens pour produire un même effet. Mais

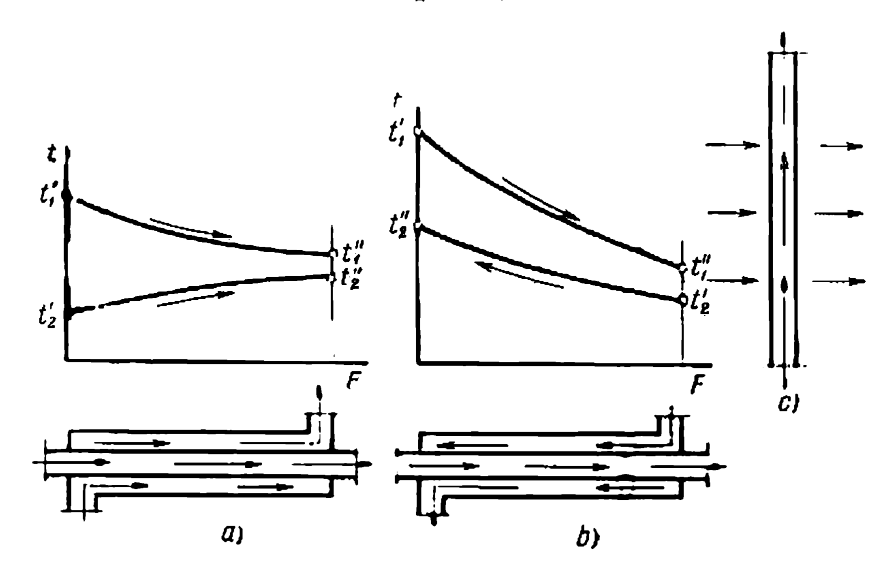


Fig. 69. Types principaux d'échangeurs de chaleur à surface. Graphiques correspondants des températures des fluides porteurs de chaleur :
a — échangeur à courants parallèles et de même sens ; *b* — échangeur à contre-courant ; *c* — échangeur à courants croisés

si la température de l'un des deux fluides est constante, la valeur moyenne de Δt est la même dans les deux systèmes.

La deuxième relation servant à calculer les échangeurs de chaleur est l'équation du bilan thermique:

$$Q = w_1 f_1 \gamma_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = w_2 f_2 \gamma_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'), \qquad (2\text{-}56)$$

avec w vitesse des porteurs de chaleur, en m/h ;

f section d'écoulement, en m^2 ;

γ masse spécifique de chaque porteur de chaleur, en kg/m^3.

L'indice *1* se rapporte au porteur de chaleur chauffant et l'indice *2* au porteur de chaleur réchauffé. Le signe (′) concerne la température d'entrée et le signe (″) concerne la température de sortie.

Pour simplifier les calculs, on utilise la notion d'équivalent d'eau. L'équivalent d'eau est numériquement égal à la quantité d'eau dont la capacité calorifique équivaut à celle du débit horaire du fluide porteur de chaleur On peut le calculer par la formule

suivante:

$$W = wf\gamma c_p \text{ kcal/h·deg.} \quad (2\text{-}57)$$

A l'aide de l'équivalent d'eau l'équation du bilan thermique prend la forme suivante:

$$Q = W_1 (t_1' - t_1'') = W_2 (t_2'' - t_2'). \quad (2\text{-}58)$$

On déduit de cette équation:

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}.$$

On voit par là que le rapport des variations de température des deux fluides est l'inverse du rapport de leurs équivalents en eau. En d'autres termes, la température d'un fluide porteur de chaleur varie d'autant moins au cours de l'échange de chaleur que l'équivalent en eau de ce porteur de chaleur est plus grand.

Ecart moyen des températures. Pour calculer les surfaces d'échange de chaleur par la relation (2-55), il faut d'abord déterminer l'écart

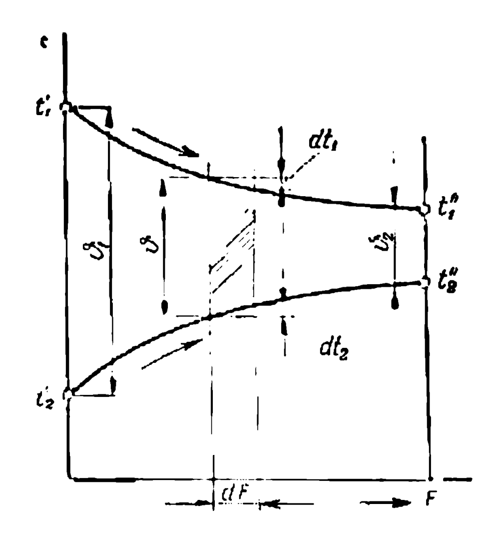


Fig. 70. Graphique du calcul d'un échangeur de chaleur à courants de même sens

de température Δt. Si les variations des températures des fluides porteurs de chaleur sont relativement faibles, ces variations sont représentées approximativement par des droites. Dans ce cas, l'emploi de la moyenne arithmétique des deux écarts de température extrêmes donne une précision suffisante pour la pratique (fig. 70):

$$\Delta t_{ar} = \frac{t_1' - t_2' + t_1'' - t_2''}{2} = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2}. \quad (2\text{-}59)$$

Pour calculer exactement l'écart moyen de température dans un échangeur à courants de même sens (fig. 70), nous considérons un

élément de surface d'échange dF et nous calculons l'échange de chaleur correspondant à cet élément. Sur la surface de cet élément, on peut considérer que les températures t_1 et t_2 des deux fluides sont constantes. L'écart de température en ce point a donc pour valeur:

$$\vartheta = t_1 - t_2.$$

L'échange de chaleur correspondant a pour valeur sur le même élément de surface:

$$dQ = k\vartheta\tau\, dF.$$

On peut également calculer cet échange de chaleur par l'équation du bilan thermique (2-58). En résolvant simultanément ces deux équations, nous obtenons après quelques transformations et après intégration l'expression suivante du flux total de chaleur entre les deux fluides:

$$Q = kF\tau \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\ln \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}}. \qquad (2\text{-}60)$$

Dans cette formule, l'écart de température Δt devient la moyenne logarithmique suivante:

$$\Delta t_{log} = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\ln \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}}. \qquad (2\text{-}61)$$

On peut calculer d'une façon analogue l'écart logarithmique moyen de température dans un échangeur à contre-courant. Pour remplacer par une seule formule les deux formules qui correspondent au système à contre-courant et au système à courants de même sens, nous représenterons le plus grand écart de température ϑ_1 par Δt_{max} et le plus petit écart ϑ_2 par Δt_{min}. Après cette substitution, on a l'expression suivante de l'écart logarithmique moyen des températures, aussi bien pour le système à courants de même sens que pour le système à contre-courant:

$$\Delta t_{log} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}}. \qquad (2\text{-}62)$$

Des calculs pratiques ont montré que l'on peut employer l'écart arithmétique moyen tant que $\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} \leqslant 1{,}7$ (2-59) tandis qu'il faut employer obligatoirement l'écart logarithmique moyen Δt_{log} lorsque $\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} > 1{,}7$.

La détermination des écarts moyens de température constitue un problème mathématique compliqué dans le cas des échangeurs

de chaleur à courants croisés et à courant mixte. C'est pour cette raison que pour les cas les plus fréquents de la pratique, on donne les résultats de ces calculs sous la forme de graphiques (publiés dans divers travaux), à l'aide desquels on calcule l'écart moyen de température convenant dans chaque cas particulier.

Exemple 8. Dans un échangeur de chaleur tubulaire eau-eau, le liquide chauffant a une température initiale $t_1' = 110°$ C et une température finale $t_1'' = 70°$ C. L'eau réchauffée dans une circulation à contre-courant a une température initiale $t_2' = 40°$ C et une température finale $t_2'' = 60°$ C. Déterminer l'écart moyen de température entre les deux porteurs de chaleur Δt.

D'après la relation (2-59), l'écart arithmétique moyen a pour valeur:

$$\Delta t_{ar} = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{110 + 70}{2} - \frac{40 + 60}{2} = 40 \text{ °C}.$$

Avec

$$\Delta t_{max} = t_1' - t_2'' = 110 - 60 = 50 \text{ °C}$$

et

$$\Delta t_{min} = t_1'' - t_2' = 70 - 40 = 30 \text{ °C}$$

l'écart moyen logarithmique de température a la valeur suivante d'après la formule (2-62):

$$\Delta t_{log} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \dfrac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = \frac{50 - 30}{\ln \dfrac{50}{30}} = 38{,}3 \text{ °C}.$$

Cet exemple montre que l'on a :

$$\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} = \frac{50}{30} = 1{,}66 < 1{,}7.$$

L'écart moyen arithmétique donne une erreur de 4 %, qui est habituellement admissible dans les calculs techniques.

Exemple 9. Dans l'échangeur de chaleur de l'exemple précédent, le flux de chaleur transmis entre le liquide chauffant et le liquide réchauffé a pour valeur $Q = 20\,000$ kcal/h, avec un coefficient de transmission $k = 1\,500$ kcal/m²·h·deg. Calculer la surface d'échange dans un système à contre-courant et dans un système à courants de même sens.

Dans le système à contre-courant connaissant Δt_{log}, on peut calculer la surface d'échange nécessaire à l'aide de la formule (2-55):

$$F_1 = \frac{Q}{k\tau\Delta t_{log}} = \frac{20\,000}{1\,500 \cdot 1 \cdot 38{,}3} = 0{,}349 \text{ m}^2.$$

Dans le système à courants de même sens, les valeurs extrêmes de l'écart de température sont les suivantes:

$$\Delta t_{max} = t_1' - t_2' = 110 - 40 = 70 \text{ °C} ;$$

$$\Delta t_{min} = t_1'' - t_2'' = 70 - 60 = 10 \text{ °C}.$$

On a donc

$$\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} = \frac{70}{10} = 7 > 1{,}7.$$

Nous devons donc adopter l'écart logarithmique moyen de température dans notre calcul :

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{70 - 10}{\ln \frac{70}{10}} = 30{,}8 \text{ °C}.$$

Dans le système à courants de même sens, nous avons alors :

$$F_2 = \frac{Q}{k\tau\Delta t_{\log}} = \frac{20\,000}{1\,500 \cdot 1 \cdot 30{,}8} = 0{,}431 \text{ m}^2.$$

Cet exemple montre que le système à contre-courant nécessite, dans notre cas, une surface d'échange inférieure de 24% à la surface d'échange nécessaire avec des courants de même sens.

Troisième partie

LES COMBUSTIBLES

Chapitre premier

CARACTÉRISTIQUES ET PROPRIÉTÉS DES COMBUSTIBLES

§ 1. Généralités

Les *combustibles* sont des matières susceptibles de brûler comme leur nom l'indique et dont l'emploi est avantageux pour produire de la chaleur dans les installations énergétiques, industrielles et de chauffage. Jusqu'ici, on a produit la chaleur en brûlant des combustibles carbonés d'origine organique. On commence maintenant à employer également la chaleur des combustibles nucléaires, produite par les réactions en chaîne qui constituent la désintégration des noyaux atomiques de l'uranium et du plutonium.

Un combustible peut être *solide*, *liquide* ou *gazeux*. D'après son procédé de préparation, il peut être *naturel* ou *artificiel*.

Parmi les combustibles solides naturels, on peut citer l'anthracite, la houille, les schistes, la tourbe, les lignites, le bois et les déchets végétaux. Parmi les combustibles artificiels, on peut citer le coke, le demi-coke, le charbon de bois, les briquettes, le charbon pulvérisé, les résidus d'enrichissement des charbons et enfin les combustibles nucléaires.

Le pétrole brut ou mazout est un combustible liquide naturel. Les combustibles liquides artificiels comprennent en particulier les divers produits pétroliers: l'essence, la ligroïne, le pétrole, le pétrole lampant, le combustible pour moteurs Diesel, l'huile de chauffe appelée quelquefois mazout; comme produits du traitement des combustibles solides: les huiles de goudron, le benzol et certains combustibles synthétiques.

Les combustibles gazeux naturels comprennent le gaz naturel et en particulier le gaz qui accompagne les gisements pétroliers. Les combustibles gazeux artificiels comprennent les gaz de gazogène: gaz à l'air, gaz à l'eau, gaz pauvre, gaz à vapeur et à oxygène, gaz résultant de la gazéification souterraine; de la distillation sèche:

gaz de coke, gaz pyrogène; il faut citer également certains gaz moins abondants tels que le gaz de hauts fourneaux, le gaz de cracking (dissociation), les mélanges propane-butane, etc.

§ 2. Composition des combustibles

Un combustible solide ou liquide comprend des substances combustibles: carbone (C), hydrogène (H) et soufre volatil (S), ainsi que des éléments non combustibles: oxygène (O), azote (N). Il comprend également des impuretés minérales qui constituent les cendres (A) et l'humidité (W).

Le soufre volatil comprend le soufre des combinaisons organiques (S_{or}) et le soufre des pyrites (S_p):

$$S_v = S_{or} + S_p = S_{or+p}.$$

Dans l'étude et les calculs concernant les combustibles solides et liquides, on distingue les masses *organique*, *combustible*, *sèche* et *totale*.

Sous la forme où le combustible arrive chez l'utilisateur, on l'appelle le combustible brut. Sa composition ramenée à 100 pour-cent pondéraux est exprimée par la formule:

$$C + H + O + N + S_{or+p} + A + W = 100\ \%. \qquad (3\text{-}1)$$

Les divers éléments entrant dans la composition des masses précitées sont indiqués dans le tableau 8.

Tableau 8

Indice	Carbone C	Hydrogène H	Oxygène O	Azote N	Soufre volatil S_v		Ballast (inertes)	
					organique S_{or}	des pyrites S_p	Cendres A	Humidité W
or	Masse organique							
c	Masse combustible							
s	Masse sèche							
t	Masse totale							

Pour transformer par le calcul une masse quelconque de combustible afin d'obtenir la masse ou quantité de travail (quantité

totale), il faut multiplier chaque composant de la masse considérée par un coefficient de transformation M et ajouter les éléments manquants. A partir de la masse combustible, on obtient la masse totale à l'aide du coefficient suivant:

$$M^{c-t}=\frac{100-(A^t+W^t)}{100}. \tag{3-2}$$

De même, le passage de la masse sèche à la masse totale se fait à l'aide du coefficient:

$$M^{s-t}=\frac{100-W^t}{100}. \tag{3-3}$$

Pour analyser un échantillon de combustible solide on désagrège cet échantillon à la main ou mécaniquement par broyage, brassage, puis on prélève une petite quantité de ce combustible qu'on réduit à l'état pulvérulent.

On exprime la composition d'un combustible gazeux à l'état sec par la somme des volumes des gaz purs qui constituent ce combustible, ces volumes étant exprimés en pourcentage du total:

$$CH_4+C_2H_6+C_3H_8+C_mH_n+CO+CO_2+H_2+N_2+\ldots+H_2S=100\ \%. \tag{3-4}$$

§ 3. Les caractéristiques techniques principales des combustibles

Les plus importantes caractéristiques techniques d'un combustible sont les suivantes: pouvoir calorifique ou chaleur de combustion, humidité, teneur en cendres, fusibilité des cendres, teneur en substances volatiles et en soufre, pouvoir agglutinant, résistance mécanique, grosseur des morceaux.

Pouvoir calorifique. Le pouvoir calorifique d'un combustible est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète de 1 kg, si ce combustible est solide ou liquide; ou de 1 Nm^3, si ce combustible est gazeux. On mesure le pouvoir calorifique des combustibles solides et des combustibles liquides lourds en brûlant un échantillon de ces combustibles dans une installation calorimétrique (fig. 71).

Dans un récipient fermé et épais, qu'on appelle une bombe calorimétrique, on place l'échantillon de combustible avec un conducteur électrique à l'intérieur connecté lui-même à un réseau électrique. On remplit la bombe d'oxygène sous une pression de 20 à 30 bars et on la place dans un calorimètre rempli d'eau. Lorsqu'on ferme le circuit électrique, l'échantillon de combustible est enflammé par le conducteur électrique rendu incandescent par le courant. Le com-

bustible brûle ainsi que le conducteur. On calcule la chaleur de combustion, ou pouvoir calorifique, à l'aide de la quantité d'eau contenue dans le calorimètre et de l'échauffement de cette eau après combustion de l'échantillon. Un essai préliminaire du calorimètre effectué avec un combustible étalon permet de connaître l'équivalent en eau du calorimètre, c'est-à-dire la quantité de chaleur nécessaire pour augmenter d'une certaine quantité la température de l'eau et de tous les autres éléments constituant le calorimètre. On obtient le pouvoir calorifique supérieur du combustible Q_s en kcal/kg, en retranchant de la quantité totale de chaleur transmise au calorimètre la chaleur de combustion du fil d'incandescence et des réactions secondaires et en divisant le résultat par la masse de l'échantillon.

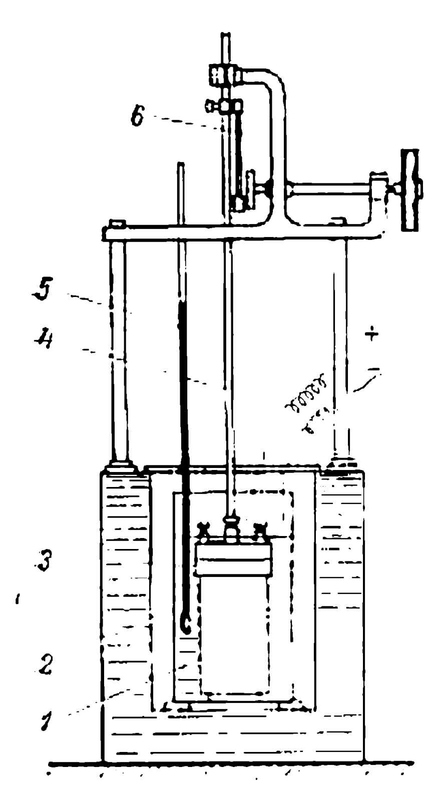


Fig. 71. Installation calorimétrique :

1 — bombe calorimétrique ; 2 — cuve du calorimètre ; 3 — enveloppe d'eau ; 4 — agitateur ; 5 — thermomètre ; 6 — mécanisme de commande de l'agitateur

Dans la pratique, on utilise surtout le pouvoir calorifique inférieur du combustible brut Q_i^t. On calcule ce pouvoir calorifique inférieur à partir du pouvoir calorifique supérieur, en retranchant de ce dernier la chaleur consommée par l'évaporation de l'eau contenue dans combustible (W^t%) et de l'eau formée par la combustion ($9H^t$%). Cela représente environ 600 kcal/kg d'eau :

$$Q_i^t = Q_s^t - 600\left(\frac{9H^t}{100} + \frac{W^t}{100}\right) \text{ kcal/kg.} \quad (3\text{-}5)$$

On peut calculer approximativement le pouvoir calorifique inférieur d'un combustible brut, solide ou liquide, en employant la formule de D. Mendéléev qui utilise la composition élémentaire exprimée en pourcentage :

$$Q_i^t = 81\mathrm{C}^t + 246\mathrm{H}^t - 26(\mathrm{O}^t + \mathrm{S}^t_{or+p}) - 6\mathrm{W}^t \text{ kcal/kg.} \quad (3\text{-}6)$$

On détermine le pouvoir calorifique d'un combustible gazeux ou d'un combustible liquide léger (essence, pétrole) au moyen du calorimètre à gaz (fig. 72). Ce calorimètre est un réservoir à double paroi en forme de cloche renversée, en dessous duquel se trouve un brûleur à gaz ou un brûleur à mèche pour liquide. De l'eau circule entre les deux parois de cette cloche, et les produits de la combustion du combustible circulent dans des tubes verticaux en laiton situés entre les deux parois. On calcule le pouvoir calorifique du

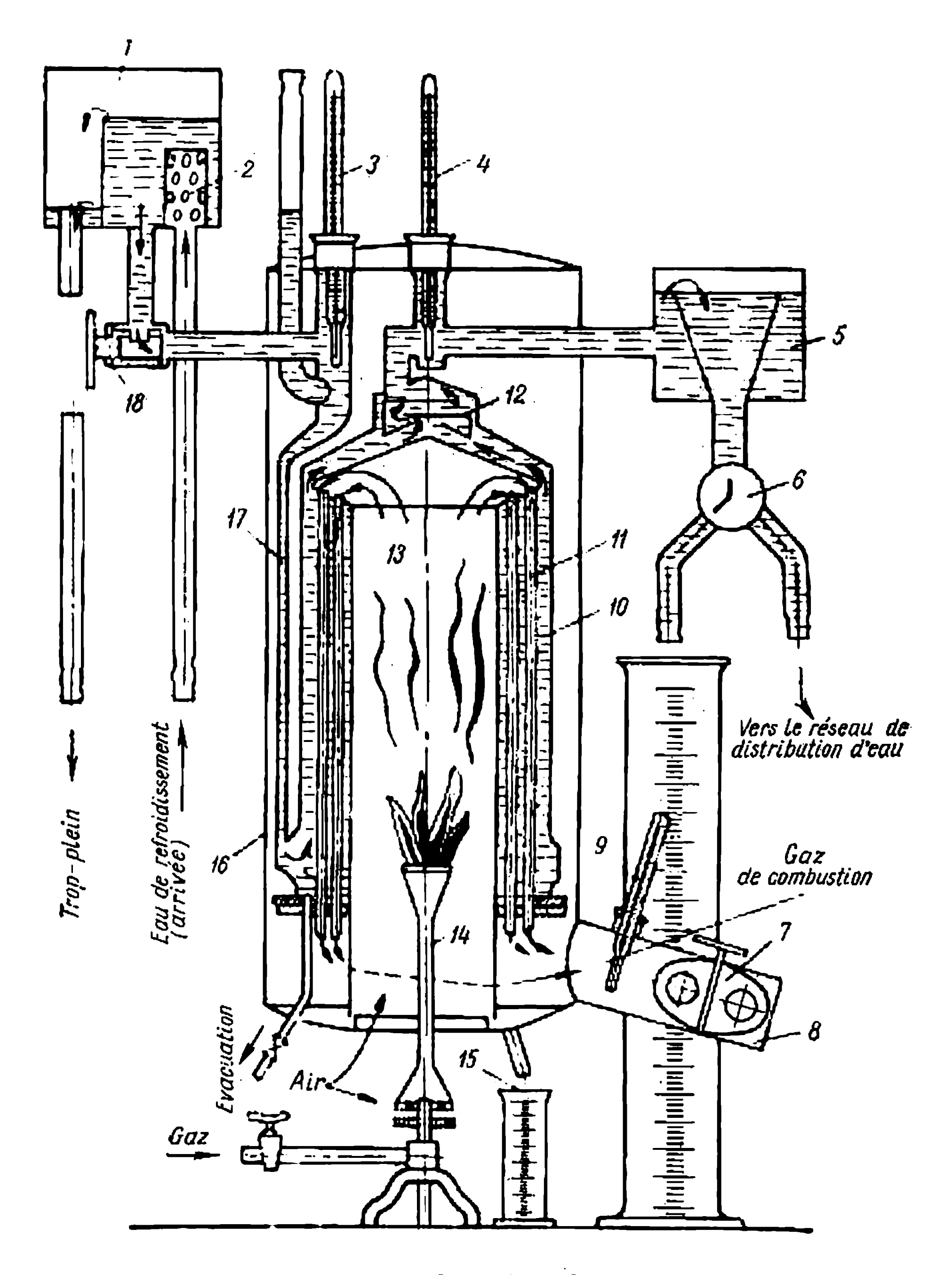


Fig. 72. Calorimètre à gaz :

1 — réservoir distributeur d'eau ; *2* — «tranquillisateur» de l'arrivée d'eau ; *3* et *4* — thermomètres d'entrée et de sortie de l'eau de refroidissement ; *5* — déversoir de trop-plein ; *6* — robinet d'évacuation d'eau ; *7* — évacuation à diaphragme ; *8* — évacuation des produits de combustion ; *9* — thermomètre de sortie des gaz ; *10* — enveloppe d'eau ; *11* — tubes en laiton parcourus par les produits de combustion ; *12* — chambres de brassage de l'eau ; *13* — cloche de la chambre de combustion ; *14* — brûleur à gaz ; *15* — tube d'évacuation servant à mesurer la quantité de vapeur condensée provenant des produits de combustion ; *16* — enveloppe du calorimètre ; *17* — arrivée d'eau ; *18* — robinet de réglage

combustible brûlé dans le brûleur à l'aide de la quantité d'eau qui passe pendant l'essai, de la différence entre les températures d'entrée et de sortie de cette eau et de la quantité de combustible brûlé.

On peut calculer le pouvoir calorifique d'un combustible gazeux en partant de sa composition à l'état sec et en totalisant les produits des pouvoirs calorifiques individuels des gaz combustibles Q^{co} (divisés par 100) par les teneurs volumiques de ces gaz dans le mélange v^{co}, ces teneurs étant exprimées en %:

$$Q_{inf}^{co} = \sum_{1}^{n} Q_i^{co} v_i^{co} = 25{,}8H_2 + 30{,}2CO + 85{,}5CH_4 + 141{,}1C_2H_4 + \\ + 152{,}26 \cdot C_2H_6 + 217{,}9C_3H_8 + 283{,}4C_4H_{10} + \\ + 170C_mH_n + 55{,}9H_2S + \ldots \text{ kcal/Nm}^3. \qquad (3\text{-}7)$$

Dans la pratique, pour pouvoir comparer entre elles les consommations de divers combustibles, on utilise ce qu'on appelle le « combustible conventionnel », combustible hypothétique, dont le pouvoir calorifique est de 7 000 kcal/kg. On passe d'un combustible quelconque au combustible conventionnel par le calcul, en multipliant la quantité considérée de ce combustible par son équivalent E en combustible conventionnel: $E = Q_i^t/7\ 000$.

Humidité d'un combustible. Un combustible possède une humidité extérieure ou mécanique et une humidité intérieure ou hygroscopique.

On détermine l'humidité extérieure en séchant un échantillon brut de combustible à l'air dans une étuve jusqu'à ce que le poids reste constant.

On détermine l'humidité hygroscopique d'un combustible solide en séchant un échantillon broyé du combustible préalablement séché à l'air jusqu'à obtenir un poids constant à une température de 102 à 105 °C. Le combustible est placé dans des boîtes installées dans une étuve. Dans un combustible liquide, on détermine l'humidité en laissant décanter ce combustible pendant une journée dans des récipients spéciaux et à une température de 40° C. S'il s'agit d'un combustible gazeux, on détermine l'humidité en faisant passer le gaz dans un tube en U rempli de chlorure de calcium qui absorbe l'humidité.

En vue de la combustion dans un foyer de chaudière, on caractérise un combustible par l'humidité relative, qui est l'humidité rapportée à 1 000 kcal de combustible brut:

$$W^r = 1\,000 \frac{W^t}{Q_i^t}. \qquad (3\text{-}8)$$

Un combustible pour lequel $W^r < 3$ est un combustible peu humide. Le combustible est moyennement humide si $W^r = 3$ à 8.

L'humidité nuit considérablement à la qualité d'un combustible. Elle ne réduit pas seulement le pouvoir calorifique du combustible brut (comme ballast ou matière inerte), et elle consomme elle-même de la chaleur par son évaporation. L'humidité rend l'inflammation plus difficile, elle ralentit la combustion, abaisse la température de combustion et accroît le volume des produits gazeux de combustion, ce qui abaisse le tirage et le rendement de la chaudière. Enfin, l'humidité d'un combustible augmente les dépenses de transport et de manutention.

Les cendres des combustibles. Les cendres sont les impuretés minérales incombustibles qui subsistent après combustion complète et après achèvement de toutes les transformations et réactions accompagnant la combustion.

Comme les cendres sont des matières inertes, elles abaissent les qualités thermiques des combustibles et augmentent les dépenses de transport et d'entreposage ainsi que de broyage, s'il s'agit d'un combustible pulvérisé.

On détermine la proportion de cendres dans un combustible solide, en brûlant un échantillon sec à l'air libre dans un creuset en porcelaine à une température de 800 (± 25 °C). Quand il s'agit des schistes, on ajoute à la quantité de cendres ainsi obtenue le gaz carbonique minéral $(CO_2)_m$ produit par la décomposition des carbonates.

La teneur relative en cendres a pour valeur:

$$A^r = 1\,000 \frac{A^t}{Q_i^t}. \tag{3-9}$$

Le combustible est pauvre en cendres si $A^r \leqslant 4$.

Aux températures élevées qui existent dans les foyers des chaudières, les fours et les gazogènes les cendres peuvent fondre et produire une masse liquide que l'on appelle les scories. On caractérise le comportement thermique des cendres à haute température par les phénomènes suivants: t_1 début de déformation, t_2 ramollissement, t_3 début de la fusion. La température t_2 à laquelle les cendres deviennent pâteuses et forment des paquets a une grande importance. Une cendre est facilement fusible si elle fond en dessous de 1 200 °C (t_3), moyennement fusible si elle fond entre 1 200 et 1 425 °C et difficilement fusible si elle fond au-delà de 1 425 °C.

Les scories engorgent les passages d'air à travers les grilles, enveloppent plus ou moins les morceaux de combustible et forment des paquets qui sont ensuite évacués et contiennent une certaine quantité de combustible non brûlé. Elles se collent aux maçonneries et les détériorent. Les cendres volantes, fondues ou ramollies, se déposent sur les surfaces de chauffe et engorgent les passages compris entre les tubes de chaudière. Enfin les cendres volantes entraînées

par les gaz de combustion érodent les surfaces de chauffe des chaudières ainsi que les divers passages et appareils destinés à les évacuer. Il existe une certaine puissance limite des chaudières, qui est appelée la puissance limite sans scories, et au-delà de laquelle la formation des scories rend impossible un fonctionnement prolongé des chaudières.

Le soufre. Les combustibles contiennent du soufre sous la forme de combinaisons organiques S_{or}, de soufre des pyrites S_p (principalement FeS_2) et de soufre des sulfates S_s ($CaSO_4$ et $FeSO_4$). La quantité totale de soufre est la suivante :

$$S_t = S_{or} + S_p + S_s = S_v + S_s. \qquad (3\text{-}10)$$

La combustion du soufre volatil S_v produit les anhydrides sulfureux et sulfurique SO_2 et SO_3 qui accélèrent la corrosion des pièces métalliques, contaminent l'atmosphère, font dépérir la végétation voisine et accélèrent également l'usure du matériel. La présence du soufre dans un combustible est donc un inconvénient sérieux.

Les matières volatiles et l'agglutination du combustible. Lorsqu'on chauffe un combustible solide en dehors de la présence de l'air, il y a d'abord dégagement de vapeur d'eau, puis des autres matières volatiles, et il subsiste un résidu solide qui est le coke. Le coke est constitué principalement par du carbone et des cendres. Les matières volatiles sont des produits gazeux ou vaporisables qui proviennent de la décomposition de substances organiques qui ne résistent pas à la chaleur. Ces dernières substances sont principalement des carbures d'hydrogène complexes et des combinaisons oxygénées. Les combustibles plus complètement carbonés, c'est-à-dire plus vieux, produisent moins de matières volatiles que les combustibles jeunes.

On provoque le dégagement des matières volatiles en calcinant un échantillon de combustible solide dans un creuset en porcelaine ou en quartz, fermé par un couvercle et placé dans un four électrique. La calcination se fait à 850 °C et dure 7 mn. On calcule la proportion des substances volatiles dans la masse combustible V^c par la diminution de poids de l'échantillon de combustible préalablement séché.

Le résidu de coke a un pouvoir agglutinant plus ou moins marqué, qui dépend de la température de cuisson et des substances bitumineuses contenues dans le combustible (goudron, cire, matières grasses). Un combustible dont la combustion donne un coke fin et poussiéreux provoque l'entraînement d'une grande quantité du fin de coke dans les passages de gaz et la chute de ces petits morceaux dans les cendriers à travers les grilles. Par contre, lorsqu'on brûle ou que l'on gazéifie des combustibles très agglutinants, il faut beaucoup travailler au ringard pour désagréger la couche tenace de scories.

Dimensions des morceaux et résistance mécanique des combustibles. La résistance mécanique des morceaux de combustible a de l'importance pour le transport, les manutentions du combustible et pour une alimentation mécanique des foyers sans formation de fin. Les petits grains de combustible engorgent les grilles, sont entraînés dans les passages des gaz et dans la cheminée sans être complètement brûlés et rendent plus difficile l'arrivée d'air à travers la couche de combustible. En cours de stockage, les combustibles faiblement résistants se brisent, perdent des matières volatiles, et le fin favorise la combustion spontanée.

La résistance opposée par un combustible au broyage a de l'importance lorsqu'on veut préparer ce combustible par broyage pour le brûler sous forme pulvérisée.

Les houilles sont classées en diverses marques ou qualités d'après la grosseur des morceaux (tableau 9).

Tableau 9

Houilles	Symbole	Grosseur (mm)
Blocs (anthracite) . . .	П	> 100
Morceaux (anthracite) .	К	50-100
Noisette . . .	О	25-50
Petits morceaux . . .	М	13-25
Grains . .	С	6-13
Havrit . .	Ш	< 6
Tout venant	Р	indéterminée

Dans les désignations abrégées des charbons, la première lettre désigne la nature ou catégorie du charbon. La lettre suivante désigne la classe d'après la grosseur de morceaux (voir le tableau 9 ci-dessus).

La friabilité ou mobilité d'un combustible a de l'importance au point de vue des mouvements provoqués par la pesanteur seule. Cette caractéristique est déterminée par l'angle naturel de talus, qui est l'angle limite pour lequel se produit le glissement naturel du combustible. L'augmentation de l'humidité d'un combustible fin réduit sa mobilité. En hiver cette mobilité peut même disparaître complètement par suite de l'agglomération des particules du combustible par la gelée.

Chapitre II

DIVERSES CATÉGORIES DE COMBUSTIBLES ET LEUR TRAITEMENT

§ 1. Les combustibles solides

Le bois et les déchets végétaux. Dans certaines régions forestières, on utilise comme combustible les bois qui ne sont pas des bois d'œuvre. Le bois produit très peu de cendres, $A^c = 1$ à 3 % ; mais son humidité W^t varie de 25 à 50 % en fonction de l'espèce considérée, de l'âge de l'arbre, de l'époque de l'abattage et du procédé de conservation. En fonction de l'humidité on peut calculer approximativement le pouvoir calorifique du bois par la formule suivante :

$$Q_i^t = 4\,400 - 50W^t \text{ kcal/kg.} \qquad (3\text{-}11)$$

Les déchets végétaux tels que la paille, les roseaux, les écorces et pelures, la teille, les déchets de tannage, etc., sont très voisins du bois par leur composition et leur pouvoir calorifique.

La tourbe. Par son âge géologique la tourbe est le plus jeune des combustibles fossiles. C'est un produit de décomposition des résidus végétaux immergés dans l'eau. La teneur de la tourbe en cendres varie considérablement en fonction de l'envasement des marais dans lesquels elle s'est formée. Dans les tourbières des basses régions, la teneur moyenne $A^c = 19$ %, tandis que dans les tourbières des régions plus élevées, on a en moyenne $A^c = 8{,}5$ %.

On peut extraire la tourbe à la machine, à la fraise, ou par un moyen hydraulique. Dans le procédé à la machine, on extrait la masse de tourbe du marais et on la découpe en briques que l'on fait sécher ensuite sur le terrain. On obtient la tourbe fraisée en désagrégeant la masse en de petits morceaux de 2,5 à 3 cm. Dans le procédé hydraulique, on désagrège et entraîne la masse de tourbe par des jets d'eau puissants jusqu'à obtenir une masse liquide refoulée par des pompes à tourbe et envoyée ensuite sur un terrain spécial pour être séchée et moulée.

La tourbe est très hygroscopique. Son humidité, qui dépend du procédé d'extraction, des conditions de séchage, de transport et de conservation, est variable et habituellement élevée: $W^t = 40$ à 50 %. Le pouvoir calorifique est faibe et varie avec l'humidité et la teneur en cendres: $Q_i = 1\,700$ à $3\,000$ kcal/kg (voir tableau 10). Mais comme les tourbières sont très répandues, la tourbe reste le principal combustible local dans certaines régions.

Les charbons fossiles (houilles). D'après l'origine et l'âge géologique on distingue trois catégories fondamentales: les lignites, les houilles, les anthracites. Les charbons fossiles sont parmi les com-

bustibles solides, des combustibles les plus utilisés dans des installations énergétiques.

Les lignites (Б) résultent de la carbonisation de résidus végétaux enfouis sous des couches de terre. D'après les conditions de formation et l'âge géologique on distingue : les lignites terreux qui sont les plus jeunes et se désagrègent facilement ; les lignites goudronneux qui sont plus vieux et plus résistants, et les lignites proprement dits qui sont les plus vieux et ont une structure constituée par des morceaux résistants. Les caractéristiques des lignites en général sont les suivantes : forte teneur en matières ballast intérieures ($N^o + O^o$) ; production importante de matières volatiles ($V^g > 40$ %) ; pas d'agglutination ; forte teneur en soufre, S^g pouvant atteindre 6 % ; alourdissement important par les cendres et l'humidité. Ces combustibles sont très hygroscopiques et ils se désagrègent souvent par exposition à l'air.

Le pouvoir calorifique est faible ; il est de l'ordre de 1 500 à 2 500 kcal/kg pour les jeunes lignites et peut atteindre 4 400 kcal/kg au maximum dans les lignites anciens.

La plupart des lignites doivent être considérés comme des combustibles locaux et non transportables.

Par contre, le traitement thermochimique des lignites en vue d'obtenir des goudrons, qui sont des produits précieux, offre certaines perspectives.

Les houilles se rattachent par leur origine à la période géologique dite carbonifère. Elles ont été formées principalement à partir de plantes forestières, qui ont été carbonisées lentement et pendant longtemps sous une couverture de terre. Les houilles représentent environ 80 % de tous les charbons fossiles.

La composition et les propriétés des houilles sont très variées. En particulier, la proportion de matières volatiles V^g peut varier de 9 à 50 % et davantage. La plupart des houilles sont agglutinantes. Les houilles qui s'agglutinent peu ou pas du tout sont seulement celles qui contiennent une forte proportion de matières volatiles ($V^g > 42$ %) ou au contraire une faible proportion ($V^g < 15$ %). On classe les houilles d'après la proportion de matières volatiles et les caractéristiques du coke (tableau 10).

Outre les qualités indiquées dans le tableau 10, on distingue également les qualités suivantes : CC, charbon faiblement agglutinant ; ППМ, produit intermédiaire obtenu par enrichissement humide ; ППС, produit intermédiaire obtenu par enrichissement sec.

Les houilles ont un pouvoir calorifique élevé $Q_i^o = 7\,000$ à 8 000 kcal/kg en fonction de la composition organique. Comme ces combustibles ne sont pas hygroscopiques, les matières ballast qu'ils contiennent sont en faible proportion : $A^c = 5$ à 10 % et $W^t =$ $= 5$ à 8 %. Dans la production d'énergie on emploie souvent des

houilles dont la teneur en cendres est majorée de 50 à 100 %, comparativement à la teneur conventionnelle. Dans ce cas on ajoute à leur désignation abrégée les lettres ПК qui signifient qualité réquise.

Les anthracites (A) sont plus anciens géologiquement et constituent un stade de carbonisation des houilles plus poussé. Les anthracites comprennent des charbons contenant une proportion de matières volatiles V^g variable de 2 à 9 %. Ils se distinguent par une texture très compacte, par leur densité qui est la plus grande de tous les charbons et par un brillant noir métallique. Ils brûlent presque sans flamme.

Les anthracites contiennent peu de matières ballast: $W^t = 5$ à 7 %. Dans l'anthracite trié la proportion de cendres rapportée à la masse sèche ne dépasse pas 12 %. Aussi, son pouvoir calorifique est élevé: $Q_i^t = 5\,000$ à 6 500 kcal/kg.

Les demi-anthracites (ПА) qui contiennent une proportion de matières volatiles $V^g = 5$ à 10 %, constituent un combustible intermédiaire entre l'anthracite et la houille. Ils se distinguent des anthracites par un pouvoir calorifique plus élevé: $Q^g \geqslant 8\,350$ kcal/kg et par une plus grande facilité de broyage.

Les schistes combustibles. Les produits de décomposition des animaux morts et des micro-organismes végétaux dans le fond des eaux forment une substance limoneuse (le sapropel), qui se mélange avec des résidus minéraux devient plus compacte et se transforme pour donner des schistes combustibles. Les schistes contiennent une forte proportion de cendres: $A^c = 62$ à 74 %. On englobe dans

Tableau 10

Qualité de charbon	Désignation abrégée	V^g	Résidu de coke
A longue flamme	Д	> 42	Pulvérulent ou adhérent
A gaz	Г	35-44	Agglutinant, fusible, parfois gonflant (non cohésif)
Gras pour chaudières .	ПЖ	26-35	Agglutinant, fusible, compact ou modérément compact
A coke	К	18-26	idem
Agglutinants pour chaudières	ПС	12-18	Agglutinant ou fondu, compact ou moyennement compact
Maigre	Т	< 17	Pulvérulent ou adhérent

ces cendres le gaz carbonique minéral CO_2, qui intervient pour 8 à 18 %. L'humidité des schistes est relativement faible $W^t = 11$ à 20 %, mais comme la proportion de cendres est élevée, le pouvoir calorifique est très faible: $Q_i^t = 1\,350$ à 2 700 kcal/kg. Les schistes produisent une forte proportion de matières volatiles rapportée à la masse combustible : $V^g = 80$ à 90 %. Aussi, il est bon de les traiter chimiquement pour obtenir des produits de bonne qualité.

§ 2. Les combustibles liquides

On obtient principalement les combustibles liquides à partir du pétrole brut, parfois par la distillation sèche des charbons et des schistes combustibles et dans des cas très rares par synthèse à partir du carbone et de l'hydrogène. Suivant l'hypothèse la plus probable, le pétrole brut s'est formé à partir des produits de décomposition d'organismes principalement animaux, mais aussi végétaux, sur le fond d'anciens océans et d'anciennes mers.

Le pétrole brut est constitué par de nombreux carbures d'hydrogène liquides contenant sous forme d'impuretés une petite quantité de combinaisons oxygénées, azotées et sulfurées. D'après la catégorie de carbures d'hydrogène, on distingue les pétroles aliphatiques, naphténiques, aromatiques et les mélanges de ces catégories.

Le premier traitement des pétroles bruts consiste à leur faire subir une distillation fractionnée, en les chauffant progressivement dans des batteries tubulaires jusqu'aux températures les plus élevées. En dessous de 200 °C, on sépare les essences ; entre 200 et 300 °C, on sépare la ligroïne et le pétrole proprement dit, appelé parfois le kérosène (d'après un mot angle-saxon qui provient lui-même du mot russe) ; entre 300 et 380 °C, on obtient le combustible diesel. Le résidu de cette distillation est appelé mazout.

Les mazouts naphténiques servent à la production des huiles de graissage. Les autres mazouts sont brûlés dans les foyers des chaudières, ou subissent un deuxième traitement qui donne les combustibles lourds pour moteurs. Les mazouts pour chaudières, ou huiles de chauffe, possèdent un pouvoir calorifique élevé $Q_i^t = 10\,000$ à 10 200 kcal/kg. Les huiles paraffineux qui se solidifient à 20 °C ou à une température plus élevée, doivent être réchauffées jusqu'à 45-110 °C avant d'être envoyées aux brûleurs.

A l'heure actuelle, on pratique beaucoup le cracking ou dissociation des produits de pétrole, qui a été découvert par D. Mendéléev et perfectionné par V. Choukhov et qui permet d'obtenir une quantité supplémentaire et importante d'essence. Le cracking consiste à briser les molécules des carbures d'hydrogène lourds et à obtenir ainsi des carbures plus légers, en faisant agir d'une façon

prolongée une température élevée, une pression élevée, et parfois également un catalyseur.

Après avoir distillé et cracké les produits de pétrole on les débarrasse des combinaisons azotées, oxygénées, sulfurées et des combinaisons formant les goudrons. Ensuite, on les sépare en plusieurs variétés déterminées par des températures limites d'ébullition plus étroites.

Les produits pétroliers destinés aux moteurs à combustion interne comprennent des combustibles ou carburants légers et d'autres qui sont lourds. Le groupe des carburants légers comprend les essences, la ligroïne et les kérosènes, qui s'évaporent facilement à la température de l'air ambiant ou à une température légèrement plus élevée (tableau 11). Les combustibles ou carburants lourds sont obtenus par distillation : pétrole lampant et combustible Diesel (constitué par des fractions lourdes de kérosène et des fractions légères de pétrole lampant), ainsi que les combustibles pour moteurs M3, M4, M5 qui sont des mélanges de mazout et de certaines fractions de pétrole lampant. Les combustibles plus lourds doivent être réchauffés jusqu'à 40-70 °C avant d'être employées.

Tableau 11

Indices	Essences		Pétrole pour tracteurs
	Aviation	Automobile	
Indice d'octane minimal	70	60	40
Poids spécifique g/l	720-749	745-755	820-826
Composition (temp. en °C):			
Début d'ébullition	45-75		
10 % distillent à (temp. max.)	75	79	200
50 % » » » »	115	140	
90 % » » » »	150	190	(80 %) 270
Fin de distillation (temp. max.)		200	(98 %) 300

Pas d'acides ou bases solubles dans l'eau, ni d'impuretés solides, ni d'eau.

L'une des caractéristiques des combustibles liquides légers est leur résistance à la détonation lors de la combustion dans les cylindres des moteurs à explosion. La détonation est une combustion brutale qui se produit lorsqu'on comprime excessivement le mélange combustible dans les cylindres moteurs. Dans ce phénomène la vitesse de propagation de la flamme passe de 25 ou 30 m/s à 2 500 m/s. La détonation est accompagnée par des bruits de chocs métalliques, par une combustion incomplète, une diminution de la puissance du moteur et peut provoquer des détériorations de certaines pièces.

La résistance ou insensibilité à la détonation est exprimée par le nombre ou indice d'octane. Pour déterminer cette caractéristique, on utilise un mélange d'isooctane C_8H_{18} qui est extrêmement peu porté à détoner et d'heptane C_7H_{16} qui détone au contraire d'une façon extrêmement intense. On fait des essais comparatifs d'un moteur avec le combustible que l'on veut apprécier et avec divers mélanges octane-heptane. L'*indice d'octane* est le pourcentage d'isooctane contenu dans le mélange qui en fonctionnement a le même caractère détonant que le combustible que l'on apprécie. Un combustible est d'autant moins détonant que son indice d'octane est plus élevé.

On peut accroître l'indice d'octane d'un carburant léger en lui ajoutant un antidétonant. Les antidétonants sont habituellement des combinaisons organométalliques. On emploie par exemple une très faible proportion de plomb tétraéthyle, $Pb(C_2H_5)_4$.

Tableau 12

Paramètres du combustible	Carburant diesel	Huile solaire	Carburants de moteur			Mazout 20, huile de chauffe
			M-3	M-4	M-5	
% min. distillé à 300 °C	50					
% min. distillé à 350 °C	85					
Temp. éclair. min. (Brenken)		125				80
Temp. max. de solidification	—10	—20	—5	—5	+5	+5
Viscosité Engler à 20 °C	1,4-1,7					
Viscosité à 50 °C		1,2-1,75	5	7,5	9,0	2,5 à 5 (80 °C)
Indice de coke max. . .	0,1		3,0	3,5	4,0	
% S, max.	0,2	0,2	0,5	0,5	0,5	3
% d'impuretés solides, max.	0	0	0,1	0,1	0,1	0,3
% d'eau max.	0	traces	1	2	2	2
Acides ou bases . . .						

Les combustibles lourds et mazouts de chaudière ou huiles de chauffe sont caractérisés principalement par leur viscosité et leur température de solidification (tableau 12). Un combustible très visqueux ne permet pas d'obtenir à la fois une finesse de pulvérisation suffisante et un fonctionnement ininterrompu de l'appareillage de combustion. On exprime la viscosité d'un combustible en centistokes (10^{-6} m^2/s). On emploie également une unité conventionnelle

qui est le degré Engler. La viscosité Engler exprimée en degrés est le rapport du temps qui est nécessaire à l'écoulement de 200 cm^3 du combustible essayé dans un appareil spécial, aux températures de 20°, 50° ou 100 °C au temps nécessaire à l'écoulement de 200 cm^3 d'eau dans le même appareil à la température de 20 °C. On appelle température de solidification du combustible la température à laquelle le combustible est assez fortement épaissi pour que, lorsqu'on incline de 45° l'éprouvette qui le contient, la surface libre ne devienne pas horizontale au bout d'une minute.

La tendance plus ou moins forte des combustibles lourds à la formation de dépôts est exprimée par le nombre ou indice de coke. Ce nombre est la proportion pondérale de coke que l'on obtient lorsqu'on chauffe le combustible à l'abri de l'air dans un appareil spécial.

Les combustibles liquides sont également caractérisés par la température éclair et la température d'inflammation. A la température éclair, les vapeurs du combustible forment avec l'air ambiant un mélange qui s'enflamme quand on le met au contact d'une flamme. Lorsqu'on chauffe un combustible liquide jusqu'à la température d'inflammation dans certaines conditions bien définies, il s'enflamme à l'approche d'une flamme et continue à brûler pendant 5 secondes au moins.

Dans certains cas, on utilise comme carburants dans les moteurs à combustion interne certains produits liquides provenant du traitement de la houille, par exemple le benzène C_6H_6, ou encore des huiles de lignites lourdes ou légères. Les pays qui ne possèdent pas de gisements pétroliers commencent à fabriquer des combustibles liquides synthétiques, en combinant le carbone et l'hydrogène à haute pression et haute température, en présence de catalyseurs. Mais ces combustibles synthétiques coûtent très cher comparativement aux produits pétroliers.

§ 3. Les combustibles gazeux

Les combustibles gazeux sont des mélanges de combinaisons carbonées et hydrogénées combustibles avec des gaz incombustibles (tableau 13). Les gaz combustibles naturels comprennent le gaz appelé gaz naturel (fourni par des gisements contenant exclusivement ce gaz) et des gaz de pétrole, qui sont des gaz que l'on obtient en même temps que l'on extrait le pétrole brut. Les combustibles gazeux artificiels sont cités à la page 148. Pendant ces dernières années, l'extraction du gaz a progressé d'une façon extraordinaire en Union Soviétique. Simultanément l'industrie gazière soviétique a développé la production des gaz artificiels et l'interconnexion des grandes canalisations de gaz.

Tableau 13

Dénomination du gaz	Proportion volumique de gaz secs, %											Pouvoir calorifique, en kcal/Nm³	Masse spécifique, en kg/Nm³
	CO	H_2	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_mH_n	H_2S	CO_2	O_2	N_2		
Gaz naturels et leur composition			97,9	0,5	0,2	0,1		Traces	0,1		1,2	8 523	0,73
			94,0	1,2	0,7	0,4	0,2	»	0,2		3,3	8 560	0,765
			98,0	0,4	0,2			»	0,1		1,3	8 489	0,73
			89,9	3,1	0,9	0,4		»	0,3	0,2	5,2	8 472	0,79
Gaz de pétrole			85,0	2,8	1,2			»	11,0			8 015	0,893
			49,0	11,0	17,0	15,0	4,0	»	1,0		3	15 180	1,41
Gaz de distillation sèche:													
de coke . . .	6	57	22				1,8	0,6	2,2	0,7	9,7	3 817	0,492
de semi-coke	7,8	9	28				3,5	1,5	48,5		1,7	3 715	1,356
Gaz de gazogène :													
Anthracite . . .	27,5	13,5	0,5					0,2	5,5	0,2	52,6	1 230	1,135
Gaz de coke à l'eau	37	50	0,5					0,3	6,5	0,2	5,5	2 449	0,715
Gazéification souterraine . . .	18,4	11,1	1,8					0,6	10,3	0,2	57,6	1 027	1,191
Gaz de haut fourneau	28	2,7	0,3					0,3	10,2		58,5	957	1,296

Les combustibles gazeux possèdent des avantages nombreux et très importants sur les combustibles solides. Le gaz est facile à transporter au moyen de canalisations et à répartir entre des usagers très dispersés. On peut le brûler avec un rendement très élevé, même dans des appareils consommateurs très petits. La combustion du gaz ne produit aucun résidu solide (cendres, scories, suie, etc.), il ne contamine pas les environs par des poussières ou des imbrûlés. Il est facile de régler le débit de gaz en fonction de la charge et ce réglage peut être rendu entièrement automatique. La suppression de la période dite d'allumage, c'est-à-dire d'une période de mise en marche, est également un avantage précieux du gaz. Enfin, les gaz naturels sont les combustibles qui coûtent le moins cher. Pour une même quantité de chaleur, leur extraction coûte 6,6 fois moins que celle de la houille et 2,6 fois moins que celle du pétrole.

Le gaz naturel. Le territoire de l'Union Soviétique comprend plus de 200 grands gisements de gaz naturel.

Le gaz naturel est constitué principalement par des carbures d'hydrogène et surtout par du méthane CH_4. Il contient également une très faible proportion d'impuretés: gaz carbonique, azote, acide sulfhydrique. Le méthane peut atteindre une proportion de 80 à 97 % dans le gaz naturel et de 40 à 60 % dans les gaz de pétrole. Mais ces derniers contiennent une proportion importante de carbures d'hydrogène plus lourds, qui ont également des pouvoirs calorifiques plus élevés: éthane C_2H_6, propane C_3H_8, butane C_4H_{10}, etc. (tableau 13). Aussi, le pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel est seulement de 7 000 à 8 500 kcal/Nm^3, tandis que celui des gaz de pétrole peut atteindre 15 000 kcal/Nm^3.

Les gaz naturels ont la même origine que le pétrole. On extrait le gaz naturel en creusant des forages qui peuvent atteindre 3 à 4 km de profondeur. Par ces forages, le gaz s'échappe des couches inférieures, où il est emprisonné dans des strates imprégnées habituellement sous une forte pression (30 à 200 bars et parfois jusqu'à 700 bars). Avant d'expédier le gaz dans les canalisations, on le dessèche jusqu'à une humidité de 6 à 10 g/Nm^3, en le faisant passer dans des absorbeurs secs ou liquides. On transporte le gaz à grande distance dans des canalisations en acier, soit sous la pression du gisement naturel, soit en établissant une certaine pression (50 à 55 bars) au moyen de compresseurs intermédiaires établis tous les 150 ou 200 km. Pour atténuer l'influence des variations de température et protéger les canalisations contre les avaries, on les place dans le sol à une profondeur de 0,8 à 1,5 m. Pour pouvoir déceler facilement les fuites de gaz, on donne au gaz une certaine odeur en lui ajoutant une proportion insignifiante (16 à 20 mg/Nm^3) de substances inoffensives combustibles et ayant une forte odeur. Habituellement, on emploie dans ce but des éthylmercaptans (C_2H_5SH).

Au cours de l'extraction du pétrole on envoie les gaz de pétrole dans des réservoirs spéciaux, d'où ces gaz sont ensuite envoyés à l'épuration pour être débarrassés de composants instables et facilement condensables. Les gaz sont ensuite envoyés dans des réseaux de distribution.

Les gaz de gazogène (gaz de générateur). Une installation de fabrication de gaz de gazogène comprend le générateur ou gazogène et les appareils de refroidissement et d'épuration. Dans le gazogène on effectue successivement à des températures élevées la distillation sèche du combustible et la transformation totale du carbone en gaz, en combinant incomplètement le carbone avec de l'oxygène. Après gazéification du combustible, il ne subsiste que des résidus incombustibles, qui sont des cendres et des scories.

Un gazogène (fig. 73) est constitué par un compartiment ou fosse *6* de grande hauteur, qui a habituellement une section horizontale circulaire. En haut de cette fosse se trouve l'appareil de chargement *1*. En bas, pour supporter le combustible et répartir l'air, on installe une grille de combustion, qui est immobile dans les petits gazogènes, tandis qu'elle est rotative et conique dans les grands gazogènes *16*.

Lorsque le gazogène est chargé, on distingue trois zones principales dans la hauteur de combustible, en fonction de la température de l'échauffement : zone de séchage du combustible par les gaz de combustion ; zone de distillation sèche où sont dégagés les gaz, les vapeurs acides, les goudrons et les bases, et où il y a formation de coke ; et enfin la zone active de gazéification du coke, où se produisent les réactions exothermiques suivantes de combustion complète ou incomplète du carbone :

$$C + O_2 = CO_2 + 97\,650 \text{ kcal/mole}; \qquad (3\text{-}12)$$

$$2C + O_2 = 2CO + 58\,660 \text{ kcal/mole}. \qquad (3\text{-}13)$$

Ces réactions produisent dans la zone active une température très élevée, qui est de 1 200 à 1 500 °C.

Lorsqu'on traite des combustibles de qualité supérieure, on envoie avec l'air une certaine quantité de vapeur d'eau. A température élevée, celle-ci participe aux réactions endothermiques suivantes :

$$C + H_2O = CO + H_2 - 28\,380 \text{ kcal/mole}; \qquad (3\text{-}14)$$

$$C + 2H_2O = CO_2 + 2H_2 - 17\,970 \text{ kcal/mole}. \qquad (3\text{-}15)$$

La réaction (3-14), qui est la plus utile, produit deux composants combustibles et s'effectue à des températures plus élevées et avec une quantité de vapeur plus faible. Un excédent de vapeur abaisse fortement la température de la zone active, ce qui accroît la proportion de gaz carbonique incombustible CO_2 dans le gaz. Ce gaz carbonique s'élève et arrive dans une zone où il n'y a plus d'oxygène,

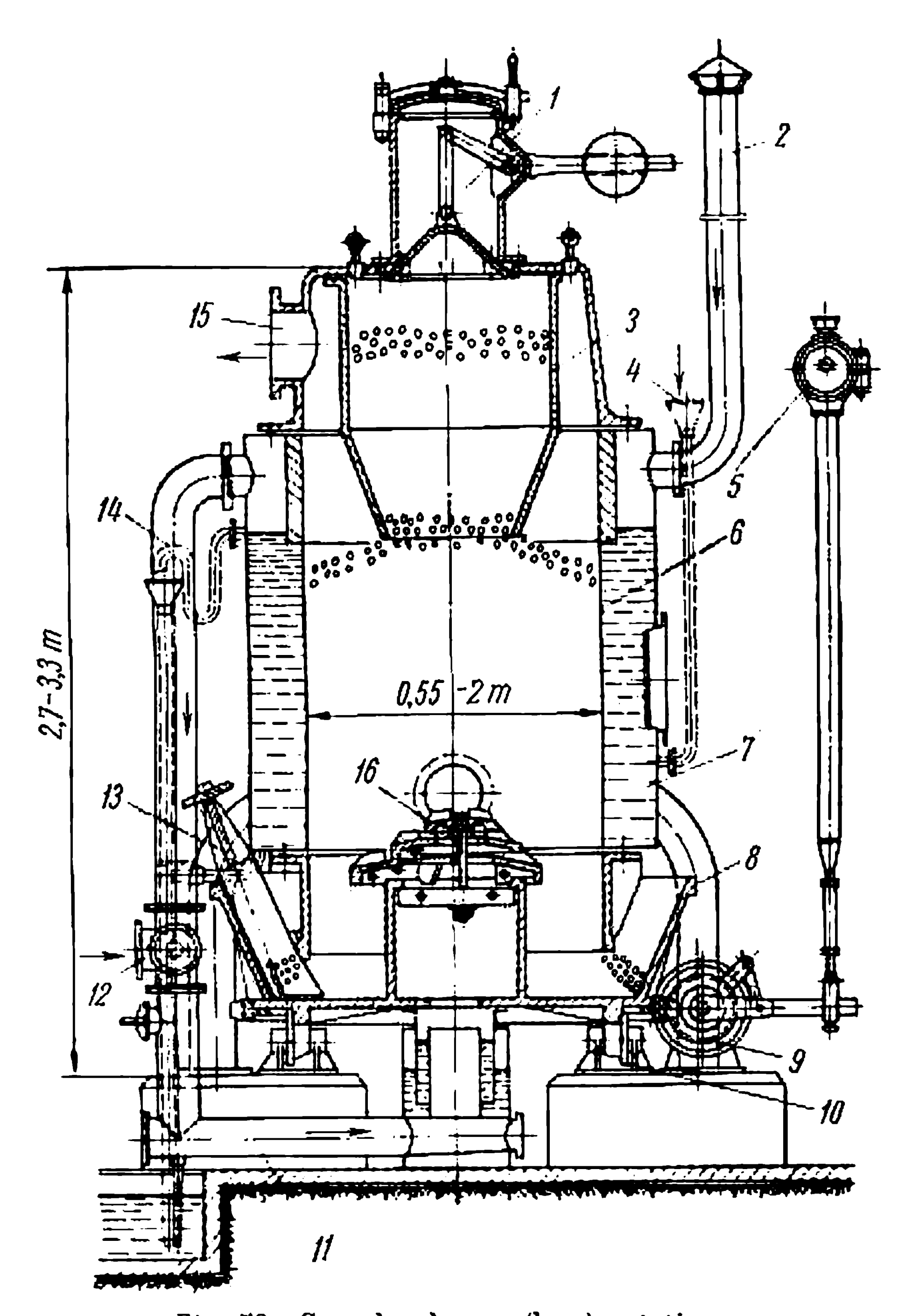


Fig. 73. Gazogène à cuve (base) rotative :

1 — caisson de chargement à double fermeture ; 2 — canalisation d'arrivée d'air ; 3 — compartiment de réglage du niveau de combustible et de dépôt des poussières ; 4 — envoi d'eau dans l'enveloppe d'évaporation et de refroidissement ; 5 — commande excentrée de la cuve du fond ; 6 — paroi intérieure ; 7 — enveloppe d'eau ; 8 — cuve de fond rotative ; 9 — commande de la cuve par vis tangente ; 10 — roues supportant la cuve ; 11 — arrivée du mélange d'air et de vapeur ; 12 — arrivée d'air supplémentaire ; 13 — appareil mobile automatique d'enlèvement des scories ; 14 — tuyau de trop-plein ; 15 — départ du gaz produit ; 16 — grille de combustion échelonnée et conique

mais il y a une température encore assez élevée, et il est réduit conformément à la réaction suivante:

$$CO_2 + C \rightleftarrows 2CO \pm 38\,790 \text{ kcal/mole.} \qquad (3\text{-}16)$$

Cette réaction est réversible. Il y a formation d'oxyde de carbone combustible aux températures plus élevées, c'est-à-dire à 900-1100 °C ou davantage.

Dans la zone de gazéification, la température dépend principalement de la quantité et de la vitesse de l'air, mais elle dépend également de la quantité de vapeur d'eau ajoutée à l'air.

En dehors des réactions principales que nous venons d'indiquer, d'autres réactions secondaires produisent du méthane et d'autres substances.

Pour refroidir le gaz et le débarrasser des poussières et des impuretés goudronneuses, on installe habituellement à la sortie du générateur un épurateur humide, ou un épurateur dit « scrubber » chargé de gros morceaux de coke, que l'on arrose avec de l'eau. Enfin, on débarrasse le gaz des substances goudronneuses et des gouttes d'eau dans un épurateur sec chargé de copeaux, de sciure ou de petits débris de bois.

Le rendement de la gazéification, c'est-à-dire le rapport du pouvoir calorifique du gaz obtenu au pouvoir calorifique du combustible initial, est donné par la formule suivante:

$$\eta_g = \frac{V_g Q_i}{Q_i^t}, \qquad (3\text{-}17)$$

avec V_g quantité de gaz fournie par 1 kg de combustible: 4 à 4,5 Nm³/kg pour l'anthracite et 1,8 à 2,2 Nm³/kg pour les combustibles de qualité inférieure;

Q_i pouvoir calorifique inférieur du gaz, en kcal/Nm³;

Q_i^t pouvoir calorifique inférieur total du combustible initial, en kcal/kg.

Le rendement de la gazéification est habituellement de 0,68 à 0,75 dans les petites installations, mais peut atteindre 0,85 dans les grandes installations mécanisées.

Si les zones actives du gazogène reçoivent de l'air additionné de vapeur d'eau, on obtient du gaz pauvre de gazogène. Si l'on envoie de l'air pur, on obtient du gaz à l'air, qui a un pouvoir calorifique un peu plus faible et une température de combustion plus élevée.

Les gazogènes peuvent également produire le gaz à l'eau, qui a un pouvoir calorifique élevé. Dans ce but, le gazogène est muni de dispositifs permutateurs et l'on y envoie alternativement de l'air et de la vapeur d'eau. Pendant la période d'arrivée d'air, la zone active atteint une température très élevée. Ensuite, on envoie uni-

quement de la vapeur d'eau pendant peu de temps (quelques minutes) et l'on obtient alors du gaz à l'eau, qui est constitué principalement par de l'oxyde de carbone et de l'hydrogène. La température de la zone active diminue pendant cette période et l'on envoie de nouveau de l'air pour faire remonter cette température.

Le gaz à l'eau a un pouvoir calorifique relativement élevé, $Q_i = 2\,400$ à $2\,700$ kcal/Nm³. Mais comme on l'obtient avec un faible rendement et qu'il coûte cher, on l'utilise seulement dans des entreprises spéciales de l'industrie chimique.

En ce qui concerne des gazogènes fonctionnant dans des entreprises qui disposent d'oxygène ayant une pureté industrielle (comme sous-produit), il est avantageux d'alimenter ces gazogènes avec un mélange de vapeur et d'oxygène généralement à une pression d'environ 20 bars. Le gaz à la vapeur et à l'oxygène que l'on obtient ainsi contient moins d'azote et de gaz carbonique que le gaz pauvre. Aussi, il a un pouvoir calorifique plus élevé, qui est de l'ordre de 2 200 à 2 500 kcal/Nm³.

En 1930, en Union Soviétique, on a entrepris pour la première fois dans le monde de gazéifier sur place les houilles du Donetz, d'après une idée du savant russe D. Mendéléev (gazéification souterraine). Plus tard, on a entrepris de gazéifier de même les lignites de la région moscovite. Dans ce procédé, on détermine par des forages spéciaux le contour souterrain du gisement charbonnier, on a allumé ce gisement en un certain point et, par un puits spécial, on envoie en ce point la quantité d'air qui est nécessaire à la gazéification. Par un deuxième puits, on aspire le gaz de gazogène ainsi produit. Au fur et à mesure que la gazéification du gisement progresse, la roche inerte s'effondre.

Le gaz souterrain a un pouvoir calorifique un peu réduit, environ 1 000 kcal/Nm³ (voir tableau 13). Son prix de revient reste néanmoins faible parce que ce procédé de gazéification souterraine supprime les dépenses d'extraction du charbon.

Gaz de haut fourneau. Au cours de la production de la fonte dans les hauts fourneaux le gaz de haut fourneau se dégage à raison de 4 000 Nm³ pour une tonne de coke. Les phénomènes thermochimiques qui se produisent dans les hauts fourneaux sont analogues à ceux qui ont lieu dans les gazogènes. Mais dans les hauts fourneaux, ces phénomènes tendent à produire de la chaleur à une température aussi forte que possible, car cela est nécessaire pour faire fondre le métal. Il en résulte que le pouvoir calorifique du gaz de haut fourneau est faible (environ 900 kcal/Nm³).

Une proportion de 15 à 30 % du gaz de haut fourneau est utilisée sur place pour le service du haut fourneau. Le reste sert à chauffer des chaudières et des fours et à alimenter des moteurs à combustion interne.

Les hydrocarbures gazeux liquéfiés. On appelle gaz liquéfiés, ou même gaz liquides, des mélanges de carbures d'hydrogène qui se liquéfient à la température ordinaire sous une pression relativement faible. Un produit de ce genre qui est particulièrement intéressant est le mélange butane-propane, contenant 31 % de butane C_4H_{10}, 58 % de propane C_3H_8 et une petite quantité d'éthane C_2H_6 et de propylène C_3H_6. Sous une pression de 8 à 12 bars, ce mélange de carbures d'hydrogène devient un liquide qui s'évapore facilement. Il possède un pouvoir calorifique très élevé, $Q_i = 22\,500$ kcal/Nm³.

On peut obtenir les gaz liquéfiés à partir des gaz naturels et du pétrole, des produits du cracking et de la pyrolyse, ou encore par hydrogénation des combustibles solides et liquides. On transporte le mélange butane-propane dans des citernes, sous forme liquide. On le charge dans des bouteilles pour alimenter des usagers dispersés.

§ 4. Traitement des combustibles solides

On emploie des procédés mécaniques et thermiques pour traiter, transformer et enrichir les combustibles solides. Les plus importants de ces procédés sont les suivants: lavage et triage des charbons en morceaux résistants, formation de briquettes avec les combustibles fins, pulvérisation, distillation sèche, gazéification.

Production des briquettes. On fabrique les briquettes afin de transformer un combustible fin et facilement dispersable (lignite, tourbe, déchets combustibles) en un combustible en morceaux qui est très cohésif, facile à transporter et à brûler dans de petites installations. Le combustible initialement humide est d'abord séché jusqu'à une humidité relative de 15 à 18 %, puis concassé en morceaux ne dépassant pas 7 mm et enfin comprimé dans des presses spéciales pour constituer des boulets ou des briquettes.

Le briquettage à froid nécessite une pression très élevée, de l'ordre de 1 000 à 1 200 bars. Si la masse moulée est réchauffée jusqu'à 300 ou 400 °C à l'abri de l'air, on peut comprimer le combustible à une pression relativement modérée, de 300 à 400 bars.

Grâce au séchage préliminaire du combustible, les briquettes ont un pouvoir calorifique plus élevé.

Charbon pulvérisé. Pour accélérer et améliorer la combustion des combustibles solides dans les centrales de moyenne et grande puissance, on broie le combustible en une fine poussière, dont la grosseur de grain ne dépasse pas 350 microns et est comprise principalement entre 20 et 25 microns. A l'état pulvérisé, le combustible solide brûle avec un excellent rendement au cours de l'écoulement de cette poussière aérienne.

Avant le broyage proprement dit, le combustible est d'abord concassé dans des concasseurs jusqu'à une grosseur de 10 à 25 mm.

Si le combustible est très humide, on le sèche préalablement dans des sécheurs à tube jusqu'à une humidité W^t = 15 à 23 %. Ce séchage est assuré par un mélange d'air et de produits de combustion à une température de 600 à 700 °C. En amont des broyeurs à rotation

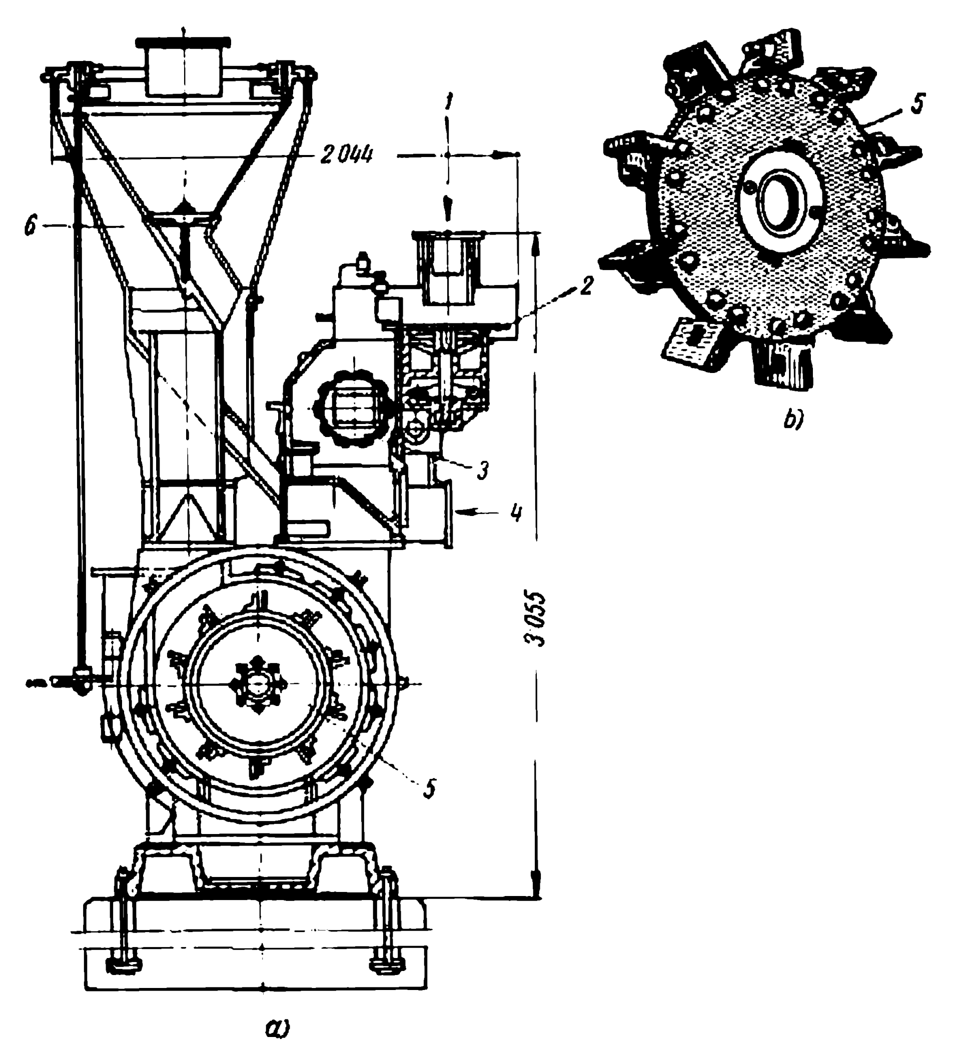


Fig. 74. Broyeur à tambours de 2,5 t/h :

a — vue en coupe verticale ; *b* — vue du rotor avec les marteaux ; *1* — arrivée du combustible ; *2* — organe d'alimentation à plateau ; *3* — séparateur magnétique ; *4* — arrivée d'air chaud ; *5* — rotor du broyeur ; *6* — séparateur de poussière

rapide, on installe également des séparateurs magnétiques, qui retiennent les particules d'acier risquant de produire des avaries dans les broyeurs.

Pour broyer un combustible, on emploie des broyeurs à marteau ou des broyeurs à billes (broyeurs à tambours). Dans les broyeurs à marteau, qui peuvent traiter 2,5 à 5 t/h de charbon de qualité T, le combustible est broyé par les chocs de marteaux en acier, tournant rapidement (1 450 tours/mn) et fixés sur un rotor *5* (fig. 74). L'en-

semble de l'installation de broyage comprend également un séparateur de poussière *6*, qui envoie en sens inverse les grosses particules en modifiant la direction et la vitesse d'écoulement de la poussière, un ventilateur qui transporte le mélange de poussière et d'air depuis le broyeur jusqu'au foyer, un séparateur magnétique *3* et un organe d'alimentation à plateau *2*. On envoie de l'air chaud dans le broyeur pour compléter le séchage et entraîner la poussière.

Les broyeurs à marteau sont peu encombrants et consomment peu d'énergie (environ 15 kWh par tonne de poussière). Mais leurs organes de broyage s'usent rapidement. Aussi, on les emploie surtout pour broyer les charbons relativement tendres.

Dans les broyeurs à billes, le charbon est pulvérisé dans des tambours tournant lentement (18 à 25 tours/mn) et remplis à raison de 20 à 35 % de leur volume par des billes en acier de 30 à 60 mm de diamètre (fig. 75,*b*). Au cours de la rotation du tambour, les billes montent quelque peu, puis retombent et écrasent le combustible en le broyant par des chocs et par frottement. A une extrémité de l'axe du tambour, on introduit le charbon et de l'air chaud. A l'extrémité opposée, la poussière est entraînée par le courant d'air chaud et envoyée dans un séparateur, puis dans un caisson ou soute, ou bien directement dans les brûleurs du foyer. Le tambour est entraîné en rotation par un moteur et un engrenage réducteur qui attaque une roue dentée *6* fixée sur l'axe de ce tambour.

La fig. 75,*a* montre le schéma d'ensemble d'une installation de pulvérisation avec soute intermédiaire. A la sortie du séparateur le mélange de poussière et d'air pénètre tangentiellement dans le cylindre cyclone *6*, où environ 90 % de poussière se dépose sous l'effet de la force centrifuge et passe dans la soute intermédiaire *9*. L'air contenant une faible proportion de poussière ainsi que le courant principal de poussière qui provient de la soute *9* sont envoyés par le ventilateur *11* à l'aide du transporteur à colimaçon 10 dans le foyer 13.

Les broyeurs à billes et à tambours consomment une quantité d'énergie relativement grande, 25 à 30 kWh par tonne de poussière.

Avec les combustibles qui comprennent une forte proportion de matières volatiles, et par suite n'ont pas besoin d'être broyés très finement, on emploie des installations simplifiées de broyage en fosse. Après avoir traversé les balances et l'organe d'alimentation, le combustible arrive dans une fosse d'au moins 4 m de hauteur, à la base de laquelle se trouve un broyeur à marteau tournant à 730-960 tours/mn. Les organes de frappe de ce broyeur sont fixés sur le rotor d'une façon pendulaire (fig. 76,*a*).

On envoie de l'air chaud dans le broyeur pour sécher le combustible et entraîner la poussière. Cet air entraîne d'abord la poussière dans la fosse, où les particules dont la grosseur dépasse 0,2 à 0,3 mm tombent vers le bas sous l'effet de la pesanteur.

Les installations de broyage en fosse ayant une production horaire de 2 à 20 tonnes et même davantage se sont largement répandues vu leur simplicité de construction et leur faible consommation d'énergie. Ces installations consomment deux à trois fois moins d'énergie

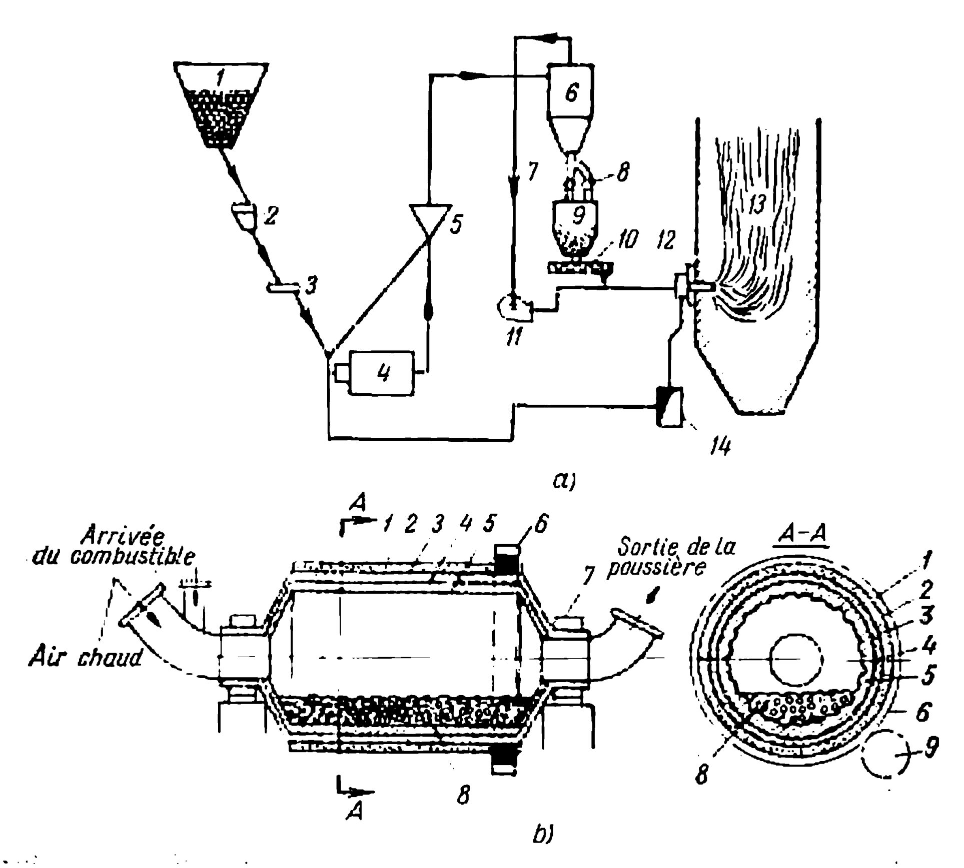


Fig. 75. Vue schématique du broyage d'un combustible dans des broyeurs à tambours et à billes :

a) schéma d'ensemble de l'installation de pulvérisation avec soute intermédiaire; 1 — soute à charbon brut; 2 — balance automatique; 3 — organe d'alimentation en charbon brut; 4 — broyeur à billes et à tambours; 5 — séparateur du broyeur; 6 — séparateur cyclone; 7 et 8 — transporteurs à colimaçon; 9 — soute intermédiaire de pulvérisé; 10 — alimenteur à colimaçon; 11 — ventilateur; 12 — brûleur; 13 — intérieur du foyer; 14 — canalisation d'air chaud; b) broyeur à bille et à tambour: 1 — enveloppe du tambour; 2 — isolation thermique et sonore; 3 — corps du tambour; 4 — revêtement d'amiante; 5 — blindage; 6 — roue dentée d'entraînement; 7 — palier; 8 — billes; 9 — petite roue d'entraînement

que les broyeurs à billes. On les emploie pour les lignites, la tourbe fraisée, les schistes et les houilles contenant plus de 30 % de matières volatiles.

On détermine la qualité du broyage, c'est-à-dire la finesse de la poussière, par le résidu de tamisage d'un échantillon de poussière sur des tamis ayant des mailles de diverses grosseurs.

Pour caractériser la finesse du broyage, il suffit d'avoir le résidu sur un tamis dont les mailles ont des dimensions nettes de 88 microns.

Quand on doit broyer un combustible, on se fixe la valeur de ce résidu, par le pourcentage en poids R_{88}, en fonction de la proportion de matières volatiles dans le combustible : le broyage peut être d'autant plus grossier, c'est-à-dire que R_{88} peut être d'autant plus grand, que la proportion de matières volatiles est plus élevée.

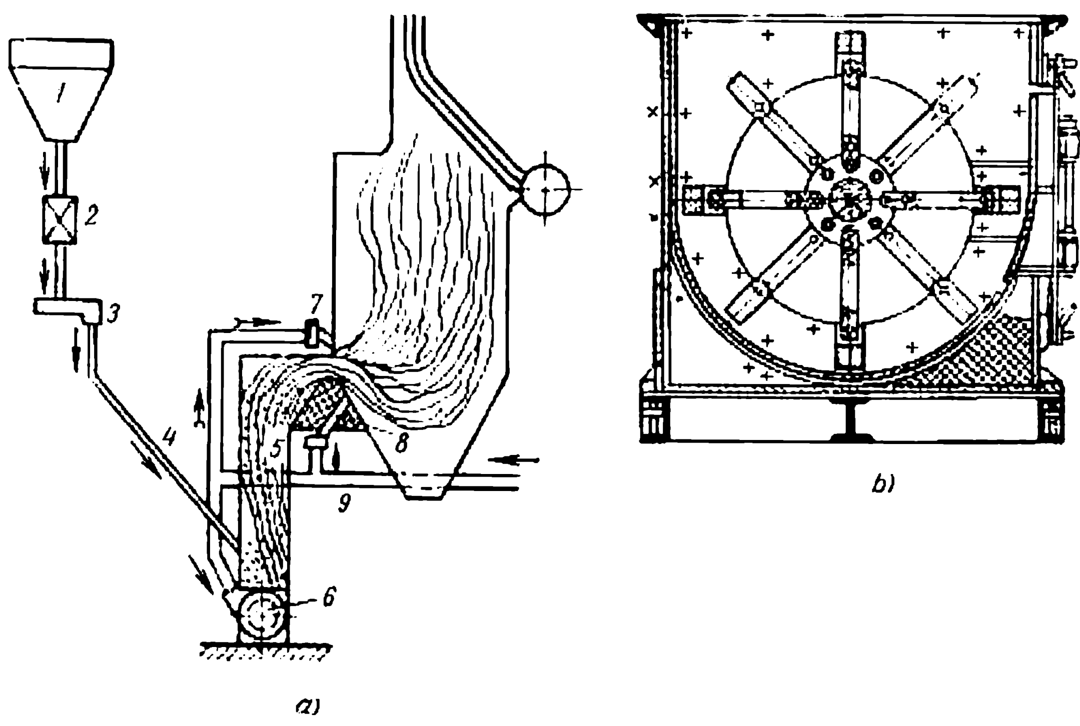


Fig. 76. Installation de broyage en fosse :

a) schéma d'ensemble de l'installation de pulvérisation et d'envoi de la poussière au foyer : *1* — soute à combustible ; *2* — balance automatique ; *3* — alimenteur de combustible ; *4* — tuyau de débit ; *5* — séparateur en fosse ; *6* — broyeur en fosse ; *7* — arrivée supérieure d'air secondaire ; *8* — arrivée inférieure d'air secondaire ; *9* — canalisation d'air secondaire ; b) broyeur en fosse

Distillation sèche des combustibles solides. La distillation sèche consiste en principe à chauffer un combustible jusqu'à une température élevée sans permettre un accès d'air. Au cours de ce chauffage, le combustible libère les matières gazeuses, les vapeurs d'eau, les goudrons, les acides et les bases, et il ne reste plus qu'un coke ayant une qualité variable. On distingue la distillation sèche avec semi-cokéfaction et avec cokéfaction.

Semi-cokéfaction, ou carbonisation à basse température, ou distillation à basse température. On traite le combustible de cette façon dans des fours chauffés extérieurement ou intérieurement jusqu'à une température relativement basse, qui ne dépasse pas 550 °C. La semi-cokéfaction donne un produit principal qui est le goudron primaire, et des produits secondaires qui sont le gaz de semi-coke et le semi-coke.

Le rendement en produits de semi-cokéfaction dépend de la nature et de la qualité de la matière première et de la température de chauffe. Le rendement en goudrons primaires augmente avec la proportion de matières volatiles. Si l'on rapporte ce rendement à la masse combustible, le rendement en goudrons est d'environ 11 à 13 % dans les charbons gras et peut atteindre 20 à 27 % dans les schistes. Le traitement des goudrons primaires donne des combustibles liquides, des huiles et de nombreux autres produits de valeur.

Le rendement en gaz de semi-coke est relativement faible. Il est en effet d'environ 15 à 28 % rapporté à la masse sèche de combustible. Mais le pouvoir calorifique de ce gaz est assez élevé, de l'ordre de 3 000 à 4 000 kcal/Nm³.

Le semi-coke contient une forte proportion de matières volatiles, environ 10 à 15 %. Sa résistance mécanique est faible, si bien qu'il ne convient pas dans la métallurgie et ne peut pas être transporté à de grandes distances. On l'utilise sur place pour le chauffage des fours, des chaudières et des gazogènes.

Cokéfaction. On cokéfie les houilles pour obtenir un coke résistant et poreux, le coke métallurgique. On emploie pour cela des charbons K mélangés à d'autres qualités qui leur sont voisines par le pouvoir agglutinant.

Les fours à coke sont constitués par des séries de compartiments étroits et élevés que l'on charge de combustible et que l'on chauffe à travers des cloisons, en brûlant une partie du gaz de coke. On chauffe le combustible jusqu'à 1 100 °C environ. A cette température, le combustible perd les produits de dissociation thermique poussée. Après avoir extrait de ces produits le benzène et les goudrons, on les emploie comme combustible. Ce combustible est le gaz de coke qui a un pouvoir calorifique Q_i = 3 500 à 4 500 kcal/Nm³. Le rendement en gaz de coke est d'environ 300 Nm³ par tonne de coke. On utilise environ 40 % à 50 % de ce gaz pour chauffer les fours à coke. Le reste est envoyé dans les canalisations de gaz.

Parmi les sous-produits de la cokéfaction qui ont de la valeur, il faut citer le goudron de houille qui est la matière première de nombreux secteurs de l'industrie chimique.

Quatrième partie

LES CHAUDIÈRES

Chapitre premier

GÉNÉRALITÉS

§ 1. Classification des installations de chaudière

Les *installations de chaudière* dont il s'agit ici sont des installations dans lesquelles on produit de la vapeur d'eau, qui sera employée à l'extérieur comme fluide porteur de chaleur ou fluide moteur.

On distingue les diverses installations de chaudière d'après leur but, leur débit de vapeur et les caractéristiques de la vapeur produite ou de l'eau chaude produite.

D'après l'utilisation on distingue les chaudières *productrices d'énergie*, les chaudières *industrielles*, les chaudières *de chauffage* et les chaudières *mixtes*.

Les installations pour production d'énergie servent principalement à produire de la vapeur d'eau ayant des caractéristiques élevées et utilisée pour produire de l'énergie mécanique. Dans ces installations, l'énergie mécanique est transformée en énergie électrique au moyen de groupes électrogènes. La vapeur à basse pression qui a perdu son énergie est ensuite condensée et renvoyée dans l'installation sous forme liquide, ou bien on l'utilise dans un réseau de chauffage (distribution de chaleur).

Dans les installations industrielles de chaudière, on produit en principe de la vapeur qui est d'une pression modérée et est faiblement surchauffée. Cette vapeur est envoyée pour les besoins techniques des entreprises: chauffage d'eau, évaporation et séchage de diverses matières, etc.

Des installations de chaudière pour chauffage servent à produire de la vapeur saturée à basse pression ou de l'eau chaude, qui sont ensuite employées habituellement et exclusivement pour chauffer et ventiler les bâtiments d'habitation et bâtiments industriels et leurs équipements. Ces installations sont décrites dans des manuels spéciaux de chauffage et de ventilation.

Les chapitres qui suivent examineront uniquement les chaudières des centrales d'énergie et les chaudières industrielles.

Les chaudières des centrales d'énergie et les chaudières industrielles sont classées de la façon suivante d'après la pression de la vapeur produite : *basses* pressions de 8 à 16 bars, *moyennes* pressions de 22 à 39 bars, *hautes* pressions de 60 à 140 bars, *très hautes* pressions de 150 à 220 bars et pressions *hypercritiques* au-delà de 230 bars.

Au point de vue de débit de vapeur, on classe les installations de chaudière plutôt d'après la puissance ou débit de chaque groupe, ou unité de chaudière. Cette classification est donnée dans le chapitre VI.

L'élément essentiel d'une installation de chaudière destinée à produire de la vapeur est constitué par le *groupe de chaudière*, dans lequel sont réunis tous les organes nécessaires au fonctionnement.

En dehors des groupes de chaudière, les installations modernes d'énergie possèdent également des équipements, appareils et mécanismes auxiliaires, destinés à transporter et préparer le combustible et l'eau, à assurer la circulation d'air nécessaire, à brasser l'air et les produits de combustion. Ces installations possèdent également les appareils nécessaires de réglage, de contrôle, de mesure, etc.

§ 2. Généralités sur les groupes de chaudière

Un groupe moderne de chaudière comprend : le *générateur de vapeur* (appelé habituellement la chaudière à vapeur), le *surchauffeur de vapeur*, le *réchauffeur d'eau ou économiseur*, le *réchauffeur d'air*, le *foyer ou les dispositifs de chauffe*, la *maçonnerie*, la *carcasse*, etc.

Les dispositifs ou organes de chauffe sont destinés à faire brûler le combustible. Dans les foyers des chaudières, le phénomène de combustion est habituellement fusionné avec l'évacuation ou transmission de la chaleur. Dans ce but, la surface de chauffe est installée en partie dans le foyer. Dans la plupart des ensembles de chaudières, les parois des foyers sont recouvertes de tubes d'eau qui constituent des écrans d'eau ou des surfaces de chauffe par rayonnement. Ces tubes des écrans d'eau sont parcourus par l'eau qui sous l'influence de la chaleur de rayonnement des brûleurs s'échauffe, bout et se transforme en vapeur.

La vapeur est produite non seulement dans les écrans d'eau, mais également dans les surfaces de chauffe par convection, qui sont placées dans le foyer et dans les passages de gaz suivants à l'intérieur de l'ensemble de chaudière. Dans les groupes modernes de chaudière, les surfaces de chauffe par convection sont constituées

par des tubes d'eau, de même que les surfaces de chauffe par rayonnement.

Les surchauffeurs de vapeur sont des surfaces de chauffe tubulaires en forme de serpentins, qui servent à dessécher complètement et à surchauffer la vapeur produite dans les écrans d'eau des surfaces de chauffe par rayonnement et convection. Les surchauffeurs de vapeur sont placés habituellement dans le premier et le deuxième passage de gaz du groupe de chaudière.

Les réchauffeurs d'eau ou économiseurs sont des surfaces de chauffe constituées par des tubes en acier ou en fonte et destinées à réchauffer l'eau d'alimentation. On les installe dans le dernier ou l'avant-dernier passage de gaz de l'ensemble de chaudière. La présence des économiseurs permet de réduire la température des fumées sortant de la chaudière et par suite d'accroître le rendement de l'installation.

Les réchauffeurs d'air servent à réchauffer l'air qui est envoyé dans le foyer pour brûler le combustible. Le réchauffage de l'air permet d'intensifier la combustion du combustible et par suite d'accroître la température des produits de combustion. On augmente ainsi la quantité de chaleur transmise par les gaz aux écrans d'eau des surfaces de chauffe. La plupart des réchauffeurs d'air sont constitués par des tubes minces en acier à l'intérieur desquels circulent les produits de combustion, tandis que l'air circule à l'extérieur. Les réchauffeurs d'air sont installés dans les derniers passages de gaz de l'ensemble.

Les armatures (la robinetterie) des ensembles de chaudière comprennent les divers registres, soupapes, robinets qui servent principalement comme organes de fermeture ou d'ouverture dans les conduits de vapeur et d'eau des ensembles de chaudière. Ces accessoires comprennent également les compteurs d'eau, robinets de prélèvement d'eau, et divers instruments de mesure et de réglage servant à régler automatiquement les débits de combustible, d'eau et de vapeur. L'utilisation de ces équipements améliore la sécurité de fonctionnement des ensembles de chaudière.

La maçonnerie des ensembles de chaudière est en briques, en dalles ou en plaques céramiques spéciales. Elle constitue les murs des foyers et des passages de fumée et sert à isoler l'ensemble de chaudière thermiquement. Les parties intérieures de la maçonnerie sont réalisées avec des matériaux réfractaires.

Pour consolider la maçonnerie, on emploie une carcasse ou charpente de liaison constituée par des poutres en acier profilé. Outre cette carcasse de liaison, l'ensemble de chaudière possède également une charpente portante, destinée à renforcer et à soutenir tous les éléments constituant l'ensemble et à transmettre les charges à la fondation.

Chapitre II

LA COMBUSTION DANS LES CHAUDIÈRES

§ 1. Combustion du combustible et températures d'inflammation

La combustion qui se produit dans les foyers est un *phénomène d'oxydation activée, qui est accompagné d'un dégagement très intense de chaleur et s'effectue à haute température.*

La caractéristique essentielle d'un combustible est la température d'inflammation. Le tableau 14 indique les températures moyennes d'inflammation de plusieurs combustibles.

Tableau 14

	Bois, tourbe, lignites	Houilles	Anthracites et houilles maigres	Hydrogène	Oxyde de carbone
Température d'inflammation (°C)	250-450	350-550	650-800	600	650

La combustion des combustibles est accompagnée par des phénomènes chimiques complexes qui transforment les matières combustibles en des oxydes. Dans ce manuel abrégé, nous simplifierons l'exposé en indiquant simplement les résultats finaux des réactions d'oxydation du carbone, du soufre, de l'hydrogène et du méthane.

Combustion du carbone. Suivant la façon dont se fait la combustion du carbone, on peut obtenir directement le gaz carbonique CO_2, ou bien obtenir d'abord d'oxyde de carbone CO puis le gaz carbonique CO_2.

Dans les équations suivantes des réactions chimiques, on a pris : 1 kg pour unité de masse, et respectivement 1 molécule-kg (mole).

Oxydation de carbone en gaz carbonique CO_2 (4-1).

$$C + O_2 = CO_2$$

$$12 \text{ kg } C + 32 \text{ kg } O_2 = 44 \text{ kg } CO_2$$

$$1 \text{ mole } C + 1 \text{ mole } O_2 = 1 \text{ mole } CO_2$$

Masse spécifique de CO_2 : $\gamma_{CO_2} = 1{,}977$ kg/Nm³.

Au cours de cette réaction, la combustion de 1 kg de carbone produit 8 050 kcal.

Oxydation du carbone en oxyde de carbone CO (4-2).

$$2C + O_2 = 2CO$$

$$24 \text{ kg } C + 32 \text{ kg } O_2 = 56 \text{ kg } CO$$

$$2 \text{ moles } C + 1 \text{ mole } O_2 = 2 \text{ moles } CO$$

Masse spécifique de CO : $\gamma_{CO} = 1{,}25$ kg/Nm³.

Au cours de cette réaction, la combustion de 1 kg de carbone produit 2 370 kcal, c'est-à-dire 3,4 fois moins que dans la formation directe de CO_2.

Oxydation de CO en CO_2 (4-3)

$$2CO + O_2 = 2CO_2$$

$$56 \text{ kg } CO + 32 \text{ kg } O_2 = 88 \text{ kg } CO_2$$

$$2 \text{ moles } CO + 1 \text{ mole } O_2 = 2 \text{ moles } CO_2$$

Au cours de cette réaction, la combustion de 1 kg d'oxyde de carbone produit 2 430 kcal; la combustion de 1 Nm³ d'oxyde de carbone produit 3 050 kcal.

Combustion du soufre, de l'hydrogène et du méthane

Oxydation du soufre en anhydride sulfureux SO_2 (4-4).

$$S + O_2 = SO_2$$

$$32 \text{ kg } S + 32 \text{ kg } O_2 = 64 \text{ kg } SO_2$$

$$1 \text{ mole } S + 1 \text{ mole } O_2 = 1 \text{ mole } SO_2$$

Masse spécifique de SO_2 : $\gamma_{SO_2} = 2{,}927$ kg/Nm³.

Au cours de cette réaction, la combustion de 1 kg de soufre produit 2 160 kcal.

Oxydation de l'hydrogène en vapeur d'eau H_2O (4-5).

$$2H_2 + O_2 = 2H_2O$$

$$4 \text{ kg } H_2 + 32 \text{ kg } O_2 = 36 \text{ kg } H_2O$$

$$2 \text{ moles } H_2 + 1 \text{ mole } O_2 = 2 \text{ moles } H_2O$$

Masse spécifique de la vapeur d'eau : $\gamma_{H_2O} = 0{,}804$ kg/Nm³.

Au cours de cette réaction, la combustion de 1 kg d'hydrogène produit les quantités de chaleur suivantes : pouvoir calorifique supérieur 33 920 kcal; pouvoir calorifique inférieur 28 560 kcal.

Oxydation du méthane en CO_2 et H_2O (4-6).

$$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$$

$$16 \text{ kg } CH_4 + 64 \text{ kg } O_2 = 44 \text{ kg } CO_2 + 36 \text{ kg } H_2O$$

$$1 \text{ mole } CH_4 + 2 \text{ moles } O_2 = 1 \text{ mole } CO_2 + 2 \text{ moles } H_2O$$

Masses spécifiques : 0,72 kg/Nm³ pour le méthane et 1,429 kg/Nm³ pour l'oxygène.

Au cours de cette réaction, la combustion de 1 kg de méthane produit les quantités de chaleur suivantes: pouvoir calorifique supérieur 13 400 kcal; pouvoir calorifique inférieur 12 060 kcal.

§ 2. Consommation d'air dans la combustion

On calcule la quantité d'air qui est théoriquement nécessaire pour brûler complètement l'unité de masse d'un combustible déterminé, en partant des rapports stœchiométriques dans les réactions de combustion et des proportions pondérales de carbone, d'hydrogène, de soufre et d'oxygène contenues dans le combustible considéré, charbon ou mazout.

$$V^0 = \frac{8/3\,C^t + 8H^t + S^t_{or+p} - O^t}{1{,}429 \cdot 0{,}21 \cdot 100} = 0{,}0889\,(C^t + 0{,}375\,S^t_{or+p}) + 0{,}265\,H^t - 0{,}033\,O^t \ \text{Nm}^3/\text{kg}. \qquad (4\text{-}7)$$

Dans cette relation : 1,429 masse spécifique de l'oxygène, en kg/Nm³ ;
0,21 concentration volumique de l'oxygène dans l'air ;
C^t, H^t, S^t_{or+p} et O^t proportions pondérales de carbone, hydrogène, soufre et oxygène dans le combustible, en %.

Le volume d'air théoriquement nécessaire est plusieurs milliers de fois plus grand que le volume du charbon. Il est donc très difficile d'alimenter également en air les diverses molécules des combustibles solides. C'est pourquoi, pour obtenir une combustion optimale, la quantité d'air que l'on envoie dans le foyer est beaucoup plus grande que la quantité indiquée par le calcul précédent.

§ 3. Coefficient d'excédent d'air

On appelle coefficient d'excédent d'air α le rapport de la quantité d'air réellement envoyée dans le foyer V_r à la quantité d'air qui est théoriquement nécessaire V^0:

$$\alpha = \frac{V_r}{V^0}. \qquad (4\text{-}8)$$

La valeur optimale du coefficient d'excédent d'air dépend de la catégorie de combustible, du procédé de combustion, des pertes admissibles, de la proportion des imbrûlés et d'autres conditions (voir le chapitre III de cette partie). Les valeurs optimales de ce coefficient varient entre des limites assez larges, de 1,05 à 1,5 en fonction du type des organes de combustion, de la catégorie de combustible et du procédé de combustion.

§ 4. Calcul des volumes des produits de combustion d'après la composition élémentaire de ces produits

On appelle produits de combustion un mélange gazeux constitué par du gaz carbonique, de l'anhydride sulfureux, de la vapeur d'eau, ainsi que par l'oxygène et l'azote de l'air qui n'ont pas été utilisés dans la combustion. On représente ce mélange par le pourcentage volumique de chaque composant:

$$CO_2 + SO_2 + H_2O + N_2 + O_2 = 100\%, \qquad (4\text{-}9)$$

ou bien en Nm^3 par kg de combustible solide ou liquide brûlé:

$$V_g = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} \text{ Nm}^3/\text{kg}. \qquad (4\text{-}10)$$

Si la combustion est incomplète, les produits de combustion peuvent comprendre également (en plus des gaz précédents) de l'oxyde de carbone, de l'hydrogène, du méthane et d'autres gaz combustibles.

Pour la commodité des calculs qui suivent, on décompose conventionnellement le volume des produits de la combustion complète du combustible en vapeur d'eau, gaz secs triatomiques et gaz secs biatomiques:

$$V_g = V_{H_2O} + V_{RO_2} + V_{R_2} \text{ Nm}^3/\text{kg}, \qquad (4\text{-}11)$$

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} \quad \text{et} \quad V_{R_2} = V_{N_2} + V_{O_2}.$$

Le volume des gaz biatomiques est la somme du volume théorique d'azote, qui reste invariable au cours de la combustion, et du volume d'air excédentaire.

On écrit de la façon suivante le volume théorique d'azote $V^0_{N_2}$:

$$V^0_{N_2} = 0{,}79V^0 + 0{,}008 \text{ N}^t \text{ Nm}^3/\text{kg}. \qquad (4\text{-}12)$$

On calcule le volume d'air excédentaire, c'est-à-dire le volume de l'air en excédent de la quantité théoriquement nécessaire, par la formule suivante:

$$\Delta V = (\alpha - 1) V^0 \text{ Nm}^3/\text{kg}. \qquad (4\text{-}13)$$

puis on calcule le volume des gaz biatomiques par la relation:

$$V_{R_2} = V^0_{N_2} + \Delta V \text{ Nm}^3/\text{kg}. \qquad (4\text{-}14)$$

Volume du gaz carbonique. La combustion complète de 1 kg de carbone en CO_2 donne la quantité suivante de ce gaz:

$$\frac{44}{12 \cdot 1{,}977} \text{ Nm}^3/\text{kg de carbone.}$$

Dans cette relation, 44 et 12 sont respectivement les masses des moles-kg de CO_2 et de C et 1,977 est la masse spécifique de CO_2, en kg/Nm³.

D'après ce qui précède, la production de 1 Nm³ de gaz carbonique nécessite la quantité de carbone suivante:

$$1 : \frac{44}{12 \cdot 1{,}977} = 0{,}54 \text{ kg.}$$

Si le combustible contient $C^t/100$ kg de carbone, le volume calculé de gaz carbonique par 1 kg de combustible brûlé a la valeur suivante:

$$V_{CO_2} = \frac{C^t}{0{,}54 \cdot 100} = \frac{C^t}{54} \text{ Nm}^3/\text{kg}. \qquad (4\text{-}15)$$

Volume de l'oxyde de carbone. Quand le carbone brûle d'une façon incomplète, il y a formation d'oxyde de carbone CO. On calcule le volume de CO de la même façon que celui de CO_2. Le volume d'oxyde de carbone produit par la combustion de 1 kg de carbone est le suivant:

$$\frac{56}{24 \cdot 1{,}25} \text{ Nm}^3/\text{kg de carbone,}$$

avec 24 et 56 masses respectives de 2 moles-kg de carbone et de 2 moles-kg d'oxyde de carbone, et 1,25 masse spécifique de l'oxyde de carbone, en kg/Nm³.

La production de 1 Nm³ d'oxyde de carbone nécessite donc la quantité de carbone suivante:

$$1 : \frac{56}{24 \cdot 1{,}25} = 0{,}54 \text{ kg.}$$

Si le combustible contient $0{,}01 \cdot C^t = \frac{C^t}{100}$ kg de carbone et si la combustion de ce carbone donne uniquement de l'oxyde de carbone, le volume calculé de ce gaz par 1 kg de combustible brûlé est le suivant:

$$V_{CO} = \frac{C^t}{0{,}54 \cdot 100} = \frac{C^t}{54} \text{ Nm}^3/\text{kg}. \qquad (4\text{-}16)$$

Ce qui précède montre que les volumes calculés de CO et CO_2 se calculent par la même formule. Si l'on admet que le carbone con-

tenu dans le combustible, c'est-à-dire 0,01 C^t kg, brûle en produisant en partie du gaz carbonique et en partie de l'oxyde de carbone, on peut écrire:

$$V_{CO_2} + V_{CO} = \frac{C^t}{54} \text{ Nm}^3/\text{kg de combustible.} \quad (4\text{-}17)$$

Volume du gaz sulfureux. La combustion de 1 kg de soufre donne le volume suivant de gaz sulfureux:

$$\frac{64}{32 \cdot 2{,}927} \text{ Nm}^3/\text{kg de soufre,}$$

avec 32 et 64 masses respectives des moles-kg de soufre et de gaz sulfureux et 2,927 masse spécifique du gaz sulfureux, en kg/Nm³.

La quantité de soufre nécessaire à la production de 1 Nm³ de gaz sulfureux est la suivante:

$$1 : \frac{64}{32 \cdot 2{,}927} = 1{,}47 \text{ kg.}$$

Si le combustible contient $\frac{S^t_{or+p}}{100}$ kg de soufre, le volume calculé de SO_2 par kg de combustible brûlé est le suivant:

$$V_{SO_2} = \frac{S^t_{or+p}}{100 \cdot 1{,}47} = \frac{0{,}375 \; S^t_{or+p}}{54} \text{ Nm}^3/\text{kg de combustible.} \quad (4\text{-}18)$$

Dans ce cas, on calcule le volume des gaz triatomiques par la relation suivante:

$$V_{RO_2} = V_{SO_2} + V_{CO_2} = \frac{C^t + 0{,}375 \; S^t_{or+p}}{54} =$$

$$= 0{,}0186 \, (C^t + 0{,}375 S^t_{or+p}) \text{ Nm}^3/\text{kg.} \quad (4\text{-}19)$$

Volume de vapeur d'eau. Chaque kg de combustible brûlé contient 0,01 W^t kg d'eau et 0,01 H^t kg d'hydrogène. Au cours de la combustion, l'humidité s'évapore, et l'hydrogène s'oxyde pour donner de la vapeur d'eau.

Pour brûler 1 kg de combustible, on consomme 1,293 $V^0 \alpha$ kg d'air. L'air contient habituellement une masse de vapeur d'eau qui est de d grammes par 1 kg d'air sec. Au cours de la combustion de 1 kg de combustible, l'air introduit donc dans les produits de combustion la quantité d'humidité suivante:

$$\frac{1{,}293 V^0 \alpha d}{1\,000 \cdot 0{,}804} \text{ Nm}^3/\text{kg,} \quad (4\text{-}20)$$

avec 0,804 masse spécifique de la vapeur d'eau, en kg/Nm³, et 1,293 masse spécifique de l'air, en kg/Nm³.

On calcule par la formule suivante le volume de vapeur d'eau qui correspond à la combustion de 1 kg de combustible:

$$V_{H_2O}=\frac{9H^t+W^t}{100\cdot 0{,}804}+\frac{1{,}293\ V^0\alpha d}{1\,000\cdot 0{,}804}=$$

$$=0{,}111H^t+0{,}0124W^t+0{,}0161V^0\alpha d\ \text{Nm}^3/\text{kg}. \qquad (4\text{-}21)$$

Volume calculé total des produits de combustion. On calcule le volume total des produits de combustion en additionnant les volumes des composants de ce mélange:

$$V_g=V_{RO_2}+V^0_{H_2O}+V^0_{N_2}+\Delta V\ \text{Nm}^3/\text{kg}.$$

Dans le calcul du volume d'air excédentaire ΔV par la relation (4-13), on emploie le coefficient d'excédent d'air α_i corrigé pour tenir compte de la quantité d'air introduite dans le passage de gaz considéré $\Delta\alpha$. Dans les divers passages de gaz, on donne à $\Delta\alpha$ une valeur approximative comprise entre 0,05 et 0,1.

On utilise le volume calculé total des produits de combustion pour déterminer la vitesse des gaz dans les passages des gaz et les sections de ces passages des gaz.

§ 5. Les volumes des produits de combustion secs calculés d'après l'analyse des fumées

Pour contrôler la combustion du combustible, on procède à des analyses des fumées. Dans ce but, on utilise par exemple des analyseurs de fumée chargés de liquides qui absorbent d'une façon sélective chacun des divers composants du mélange gazeux des produits de combustion. Dans la plupart des cas, il suffit de déterminer expérimentalement la proportion des gaz RO_2 et O_2, puis de calculer la proportion de CO. Quand on utilise les analyseurs de fumée à absorption, la vapeur d'eau est condensée au cours de l'analyse. On fait donc le calcul à l'aide des produits secs de la combustion. On détermine le volume des produits secs de la combustion V_{co} par les relations suivantes:

$$V_{co}=V_{RO_2}+V_{CO}+V_{O_2}+V_{N_2}\ \text{Nm}^3/\text{kg}\ ; \qquad (4\text{-}22)$$

$$RO_2+CO+O_2+N_2=100\%\ ; \qquad (4\text{-}23)$$

$$RO_2=\frac{V_{RO_2}\cdot 100}{V_{co}}\ ;$$

$$RO_2+CO=\frac{(V_{RO_2}+V_{CO})}{V_{co}}\ ,$$

d'où

$$V_{co}=\frac{(V_{RO_2}+V_{CO})\cdot 100}{RO_2+CO}\ \text{Nm}^3/\text{kg}. \qquad (4\text{-}24)$$

En utilisant la valeur de $V_{RO_2} + V_{CO}$ donnée par la relation (4-19) et les suivantes, nous obtenons:

$$V_{co} = \frac{(C^t + 0{,}375\ S^t_{or+p})\,100}{54\,(RO + CO)} = \frac{C^t + 0{,}375\ S^t_{or+p}}{0{,}54\,(RO_2 + CO)}\ \text{Nm}^3/\text{kg}. \quad (4\text{-}25)$$

Calcul de la proportion d'oxyde de carbone. On calcule la proportion de CO à partir de RO_2, O_2 et d'un coefficient non dimensionnel du combustible β, qui dépend de la composition élémentaire du combustible:

$$\beta = 2{,}37\,\frac{H^t - 0{,}126O^t}{C^t + 0{,}375\ S^t_{or+p}} + 0{,}005; \quad (4\text{-}26)$$

$$CO = \frac{(21 - \beta RO_2) - (RO_2 + O_2)}{0{,}6 + \beta}\ \%. \quad (4\text{-}27)$$

On peut obtenir la valeur maximale de RO_2 à l'aide de la formule (4-27), si l'on admet que le combustible brûle complètement avec la quantité d'air théoriquement nécessaire et en l'absence de CO. Dans ce cas, $\alpha = 1$ et il n'y a pas d'excédent d'oxygène. On a donc:

$$(RO_2)_{max} = \frac{21}{1+\beta}\,. \quad (4\text{-}28)$$

Les valeurs de $(RO_2)_{max}$ et de β sont constantes pour chaque catégorie de combustible. Le coefficient β est par exemple égal à 0,045 pour le bois et l'anthracite, et à 0,787 pour un certain gaz naturel.

Détermination du coefficient d'excédent d'air d'après l'analyse des fumées. On obtient habituellement le coefficient d'excédent d'air d'après la proportion volumique d'azote et d'oxygène résiduel dans les produits secs de combustion. Dans une combustion complète, on a:

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79\,\dfrac{O_2}{N_2}}\,, \quad (4\text{-}29)$$

avec O_2 et N_2 (respectivement) proportions volumiques d'oxygène et d'azote dans les fumées.

On détermine la proportion d'oxygène expérimentalement par l'analyse des fumées, et l'on calcule la proportion d'azote par la relation:

$$N_2 = 100 - RO_2 - O_2\ \%.$$

Si la combustion est incomplète, on rectifie la relation (4-29) de la façon suivante:

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79\,\dfrac{O_2 - 0{,}5CO - 0{,}5H_2 - 2CH_4}{N_2}}\,. \quad (4\text{-}30)$$

Dans cette relation, CO, H_2 et CH_4 sont respectivement les proportions volumiques d'oxyde de carbone, d'hydrogène et de méthane dans les produits de combustion. On a :

$$N_2 = 100 - RO_2 - O_2 - CO - H_2 - CH_4.$$

Si la combustion est complète et que l'on connaisse la valeur de $(RO_2)_{max}$, on peut également obtenir une valeur approximative du coefficient d'excédent d'air par la formule suivante, que l'on appelle la formule de gaz carbonique :

$$\alpha = \frac{(RO_2)_{max}}{RO_2}, \qquad (4\text{-}31)$$

où RO_2 représente la proportion des gaz triatomiques dans les produits de combustion et est déterminé expérimentalement.

§ 6. Volumes des produits de combustion des combustibles gazeux

La composition des combustibles gazeux est exprimée habituellement en pourcentages volumiques. Les formules indiquées ci-après sont donc rapportées en principe à 1 Nm^3 de combustible gazeux et à sa composition volumique, exprimée également en pour cent. Nous ne démontrerons pas les relations qui suivent, car la démonstration est analogue à celle des formules concernant les combustibles solides et gazeux.

Quantité d'air théoriquement nécessaire :

$$V^0 = 0{,}0476\,[0{,}5CO + 0{,}5H_2 + 2CH_4 + 1{,}5H_2S + \sum (m + n/4)\,C_mH_n - O_2]\ Nm^3/Nm^3. \qquad (4\text{-}32)$$

Volume théorique d'azote dans les produits de combustion :

$$V^0_{N_2} = 0{,}79V^0 + \frac{N_2}{100}\ Nm^3/Nm^3. \qquad (4\text{-}33)$$

Volume des gaz triatomiques :

$$V_{RO_2} = 0{,}01\,[CO_2 + CO + H_2S + CH_4 + \sum mC_mH_n]\ Nm^3/Nm^3. \qquad (4\text{-}34)$$

Volume de vapeur d'eau avec $\alpha = 1$:

$$V^0_{H_2O} = 0{,}01\left[H_2S + H_2 + 2CH_4 + 0{,}124d + \sum \frac{n}{2}\,C_mH_n\right] + 0{,}0161V^0\ Nm^3/Nm^3. \qquad (4\text{-}35)$$

Volume de vapeur d'eau avec $\alpha > 1$:

$$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 0{,}0161\,(\alpha - 1)\,V^0\ Nm^3/Nm^3. \qquad (4\text{-}36)$$

Volume théorique de gaz secs :

$$V_{gs}^{0} = V_{RO_2} + V_{N_2}^{0} \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3. \qquad (4\text{-}37)$$

Volume de gaz secs avec $\alpha > 1$:

$$V_{gs} = V_{gs}^{0} + (\alpha - 1) V^{0} \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3. \qquad (4\text{-}38)$$

Volume total des produits de combustion d'un combustible gazeux :

$$V_g = V_{gs} + V_{H_2O} \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3.$$

Masse spécifique d'un combustible gazeux sec :

$$\gamma^{s} = 0{,}01\,[1{,}96\ CO_2 + 1{,}52\ H_2S + 1{,}25\ N_2 + 1{,}43\ O_2 +$$

$$+ 1{,}25\ CO + 0{,}0899\ H_2 + \sum (0{,}536m + 0{,}045n)\ C_mH_n] \text{ kg/Nm}^3. \qquad (4\text{-}39)$$

Lorsqu'un combustible gazeux contient moins de 3 % ou une quantité inconnue d'hydrocarbures indéterminés C_mH_n, on considère ces carbures comme étant de l'éthylène C_2H_4 dans les calculs.

§ 7. L'enthalpie des produits de combustion

On calcule l'enthalpie des produits de combustion pour 1 kg de combustible solide ou liquide et pour 1 Nm³ de combustible gazeux. Cette valeur est déterminée pour la totalité des gaz comme la somme des enthalpies des gaz avec $\alpha = 1$ et de l'air excédentaire :

$$I_g = I_g^{0} + (\alpha - 1) I_a^{0} \text{ kcal/kg ou kcal/Nm}^3. \qquad (4\text{-}40)$$

Enthalpie des gaz de combustion avec $\alpha = 1$ et une température des gaz de ϑ °C :

$$I_g^{0} = V_{RO_2} (c\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2}^{0} (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^{0} \text{ kcal/kg ou kcal/Nm}^3. \qquad (4\text{-}41)$$

Enthalpie de l'air avec $\alpha = 1$ et une température de ϑ°C :

$$I_a^{0} = V^{0} (c\vartheta)_a \text{ kcal/kg ou kcal/Nm}^3. \qquad (4\text{-}42)$$

On calcule les volumes théoriques V^0 de l'air et des gaz V_{RO_2}, V_{N_2}, V_{H_2O} à l'aide des formules indiquées plus haut. On détermine les enthalpies de 1 Nm³ d'air $(c\vartheta)_a$, de gaz carbonique $(c\vartheta)_{CO_2}$, d'azote $(c\vartheta)_{N_2}$ et de vapeur d'eau $(c\vartheta)_{H_2O}$ à l'aide de tableaux contenus dans les manuels de thermodynamique et dans les normes de calcul thermique des ensembles de chaudières.

Chapitre III

BILAN THERMIQUE D'UN ENSEMBLE DE CHAUDIÈRE

§ 1. Equation générale

Le bilan thermique d'un ensemble de chaudière est l'une des caractéristiques fondamentales qui permettent d'apprécier correctement l'efficacité ou rendement et l'économie de son exploitation. On rapporte ce bilan thermique à 1 kg de combustible solide ou liquide et à 1 Nm³ de combustible gazeux dans un fonctionnement de l'installation en régime permanent (stationnaire). On obtient le bilan thermique d'un ensemble de chaudière en établissant l'égalité entre la quantité de chaleur fournie à cet ensemble, c'est-à-dire la chaleur disponible Q_d^t et la somme de la chaleur utilisée Q_1 et des pertes de chaleur Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 et Q_6:

$$Q_d^t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \text{ kcal/kg ou kcal/Nm}^3. \quad (4\text{-}43)$$

On peut écrire également :

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6\% \quad (4\text{-}44)$$

Nous examinerons ci-après d'une façon plus détaillée les divers composants du bilan thermique.

§ 2. Chaleur disponible ou chaleur fournie

La chaleur fournie à l'ensemble de chaudière constitue le premier membre du bilan thermique. Elle est constituée par le pouvoir calorifique inférieur du combustible Q_i^t, en kcal/kg, par la chaleur déjà contenue dans le combustible i_{co}, en kcal/kg, par la chaleur introduite avec l'injection de vapeur Q_v et par la chaleur introduite avec l'air qui a été réchauffé à l'extérieur de l'ensemble $Q_{a\,ex}$; enfin, il faut défalquer la chaleur Q_{carb} consommée pour décomposer les carbonates. Ce dernier terme n'est introduit dans la formule de calcul de la chaleur disponible que lorsqu'on brûle des schistes, dont les cendres contiennent une quantité importante de carbonates:

$$Q_d^t = Q_i^t + i_{co} + Q_v + Q_{a\,ex} - Q_{carb} \text{ kcal/kg.} \quad (4\text{-}45)$$

§ 3. Chaleur consommée dans l'ensemble de chaudière

On calcule à l'aide des formules suivantes la quantité totale de chaleur consommée dans l'ensemble de chaudière:

$$Q_1' = Q_{e\,ch} = D_{vs}(i_{vs} - i_{ea}) + D_{v\,st}(i_{vst} - i_{ea}) + D_{ep}(i_{eb} - i_{ea}) + D_{vr}(i_{vr}'' - i_{vr}') + Q_{rej} \text{ kcal/h;} \quad (4\text{-}46)$$

$$Q_1 = \frac{Q_1'}{B} \text{ kcal/kg} \tag{4-47}$$

ou bien

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_d^t} \cdot 100\%,$$

où D_{vs}, D_{vst}, D_{ep} et D_{vr} représentent respectivement le débit de vapeur surchauffée, le débit de vapeur saturée envoyé aux consommateurs sans passer par le surchauffeur, le débit d'eau prélevé dans la chaudière par purge et le débit de vapeur de surchauffe secondaire ou resurchauffe, en kg/h; i_{vs}, i_{vst}, i_{vr}, i_{eb}, i_{ea} représentent respectivement les enthalpies de la vapeur surchauffée, de la vapeur saturée, de la vapeur de resurchauffe, de l'eau bouillante dans la chaudière et de l'eau d'alimentation avant l'entrée de cette eau dans l'ensemble de chaudière, en kcal/kg;

B représente la consommation de combustible, en kg/h;

Q_{rej} représente la quantité de chaleur absorbée par l'eau ou l'air réchauffés dans l'ensemble de chaudière et rejetés ensuite, en kcal/h.

§ 4. Pertes de chaleur dans des fumées

On calcule les pertes de chaleur dans les fumées par la différence existant entre la chaleur totale contenue dans les produits de combustion à la sortie de la dernière surface de chauffe et la chaleur totale contenue dans l'air froid qui entre dans l'ensemble de chaudière:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_d^t} \cdot 100 = \frac{(I_f - I_{af}^0 \alpha_f)(100 - q_4)}{Q_d^t} \%, \tag{4-48}$$

où I_f chaleur totale contenue dans les fumées avec un coefficient d'excédent d'air α_f et une température ϑ_f, en kcal/kg de combustible brûlé;

I_{af}^0 chaleur totale de l'air froid théoriquement nécessaire, en kcal/kg;

q_4 perte de chaleur dans les imbrûlés, en %.

La perte de chaleur dans les fumées dépend du coefficient d'excédent d'air et de la température de sortie des fumées. Cette perte est d'autant plus grande que le coefficient d'excédent d'air et la température des fumées sont plus importants.

La température de sortie des fumées dépend de divers facteurs constructifs et d'exploitation. Dans les calculs d'ensemble de chaudière de plus de 10 t/h de puissance, on admet une température de sortie des fumées comprise entre 120 et 180 °C.

§ 5. Pertes de chaleur résultant des pertes chimiques à la combustion

Ces pertes sont dues au fait que la combustion de certains gaz thermiquement stables, tels que CO, H_2 et CH_4, est incomplète. Les produits de combustion des combustibles solides contiennent le plus souvent une proportion relativement importante d'oxyde de carbone. C'est pourquoi on calcule la perte de chaleur q_3 principalement pour ce gaz.

On peut calculer par les formules suivantes les pertes de chaleur dues à la combustion chimiquement incomplète de l'oxyde de carbone :

$$Q_3 = V_{CO} Q_{CO} \text{ kcal/kg} \qquad (4\text{-}49)$$

ou

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_d^t} \cdot 100\%,$$

où Q_{CO} chaleur de transformation de l'oxyde de carbone en gaz carbonique = 3 050 kcal/Nm³ ;

V_{CO} volume de l'oxyde de carbone contenu dans les produits de la combustion incomplète, en Nm³/kg de combustible brûlé.

On calcule ce volume d'oxyde de carbone V_{CO} d'après la proportion de ce gaz comprise dans les produits de combustion secs en pour cent :

$$V_{CO} = V_{gs} \cdot \frac{CO}{100} \text{ Nm}^3\text{/kg}. \qquad (4\text{-}50)$$

Si dans la formule (4-50) on remplace le volume des gaz secs par son expression tirée de la formule (4-25), on obtient :

$$V_{CO} = \frac{C^t + 0{,}375 S^t_{or+p}}{0{,}54\,(RO_2 + CO)} \cdot \frac{CO}{100} \text{ Nm}^3\text{/kg}. \qquad (4\text{-}51)$$

Après avoir introduit dans la formule (4-49) les valeurs de V_{CO} et de Q_{CO} et avoir effectué quelques transformations élémentaires, nous obtenons :

$$q_3 = 56{,}6\, \frac{(C^t + 0{,}375 S^t_{or+p})\, CO}{Q_d^t\, (RO_2 + CO)} \cdot 100\ \%. \qquad (4\text{-}52)$$

Si les fumées contiennent non seulement de l'oxyde de carbone mais encore de l'hydrogène et du méthane, la formule (4-52) devient :

$$q_3 = (C^t + 0{,}375 S^t_{or+p})\, \frac{56{,}6CO + 48H_2 + 156CH_4}{Q_d^t (RO_2 + CO + H_2 + CH_4)} \cdot 100\ \% \qquad (4\text{-}53)$$

Dans un foyer construit correctement et normalement conduit, les pertes résultant d'une combustion chimiquement incomplète ne doivent pas dépasser 0,5 %. Par contre, elles peuvent atteindre 5 % et même davantage dans une chauffe manuelle mal conduite, ou encore lorsqu'on brûle des tourbes et des lignites humides. Ces pertes sont dues à une insuffisance d'air, à un brassage insuffisant de l'air avec le combustible et à une température trop basse des gaz de foyer.

§ 6. Pertes de chaleur dues aux imbrûlés

Les pertes de chaleur résultant d'une combustion mécaniquement incomplète (pertes par imbrûlés) apparaissent quand on brûle des combustibles solides. Elles sont dues au fait que des morceaux plus ou moins gros de combustible soient évacués du foyer avec les scories et les escarbilles et que d'autres soient entraînés avec les produits de combustion dans la cheminée (entraînement des cendres volantes avec du charbon non brûlé).

On calcule les pertes de chaleur par imbrûlés mécaniques par la formule suivante:

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_d^t} \cdot 100 = \frac{7800\,[G_s\,(100 - A_s^p) + G_e\,(100 - A_e^p) + G_{cv}\,(100 - A_{cv}^p)]}{BQ_d^t}\ \% \quad (4\text{-}54)$$

avec B débit horaire de combustible, en kg/h;

G_s, G_e et G_{cv} poids sec des scories, des escarbilles et des cendres volantes, en kg/h;

A_s^p, A_e^p et A_{cv}^p pourcentages de cendres calculés d'après le poids sec des scories, des escarbilles et des cendres volantes;

$(100 - A_s^p)$, $(100 - A_e^p)$ et $(100 - A_{cv}^p)$ pourcentage de matières combustibles contenues dans les scories, les escarbilles et les cendres volantes;

7 800 pouvoir calorifique du combustible contenu dans les scories, les escarbilles et les cendres volantes, en kcal/kg.

Les pertes de chaleur par imbrûlés dépendent de la charge thermique de la nappe de combustion dans les foyers à grille (foyers à nappe), de la charge thermique du volume dans les foyers à chambre, de la nature du combustible et du procédé de combustion. Avec des combustibles solides, ces pertes varient très largement, depuis 1 ou 2 % jusqu'à 12-14 %.

§ 7. Les pertes de chaleur causées par le refroidissement extérieur de l'ensemble de chaudière

La maçonnerie et l'isolation thermique d'un ensemble de chaudière se trouvent à une température plus élevée que l'air extérieur et que les murs de cette construction. L'ensemble de chaudière cède donc de la chaleur à l'air extérieur, et à l'enceinte. Les pertes spécifiques de chaleur par refroidissement extérieur diminuent quand le débit relatif de l'installation augmente, c'est-à-dire lorsque les dimensions rapportées à une tonne de débit de vapeur diminuent. Ces pertes q_5 sont comprises entre 0,3 et 3,6 %. Quand la charge momentanée diffère de plus de 25 % de la charge nominale, on calcule q_5 par la formule suivante:

$$q_5 = q_5^{nom} \frac{D_{nom}}{D_m} \%, \qquad (4\text{-}55)$$

dans laquelle D_{nom} et D_m sont respectivement le débit nominal et le débit momentané de la chaudière, en kg/h.

§ 8. Pertes de chaleur provenant de la chaleur contenue dans les scories et du refroidissement des éléments de construction ne faisant pas partie des circuits de la chaudière

Ces pertes q_{6s} et q_{6ref} sont insignifiantes dans la plupart des installations industrielles. Aussi, on ne tient compte d'elles que lorsqu'on veut obtenir un bilan thermique précis. Les formules servant à les calculer sont indiquées dans les normes et règlements de calcul thermique des ensembles de chaudière.

§ 9. Rendement d'un ensemble de chaudière

Le rendement brut d'une chaudière est le rapport de la quantité de chaleur réellement utilisée dans la chaudière Q_1 et calculée par la formule (4-47) à la quantité de chaleur disponible ou chaleur fournie Q_d^t calculée par la formule (4-45). On exprime le rendement par une fraction décimale de l'unité ou bien par un pourcentage:

$$\eta_{e\,ch}^{br} = \frac{Q_1}{Q_d^t} = \frac{Q_d^t - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6)}{Q_d^t} \qquad (4\text{-}56)$$

ou encore

$$\eta_{e\,ch}^{br} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)\,\%. \qquad (4\text{-}57)$$

Au cours du fonctionnement d'un ensemble de chaudière la vapeur est consommée pour réchauffer le mazout, pour entraîner les ventilateurs, pour escarbiller le foyer à la vapeur et pour divers autres besoins auxiliaires. Compte tenu de la consommation horaire de chaleur pour les besoins propres de la chaudière (Q_{bp} kcal/h), on calcule le rendement net de la façon suivante:

$$\eta^{n}_{e\,ch} = \eta^{br}_{e\,ch} - \frac{Q_{bp}}{B \cdot Q^{t}_{d}}. \qquad (4\text{-}58)$$

§ 10. Consommation de combustible

On exprime la consommation d'un combustible solide ou liquide en kg/h et celle d'un combustible gazeux en Nm^3/h. Dans les calculs, on fait une distinction entre la consommation réelle B et la consommation calculée B_c.

On calcule la consommation réelle par la formule suivante:

$$B = \frac{Q_{e\,ch} \cdot 100}{Q^{t}_{d} \cdot \eta^{br}_{e\,ch}} \text{ kg/h}, \qquad (4\text{-}59)$$

avec $\eta^{br}_{e\,ch}$ rendement de l'ensemble de chaudière, en %.

La consommation calculée de combustible est inférieure à la consommation réelle, la différence correspondant aux imbrûlés:

$$B_c = B\,(1 - 0{,}01 q_4) \text{ kg/h}. \qquad (4\text{-}60)$$

On utilise la consommation calculée pour déterminer par le calcul les volumes d'air et des fumées. Ceux-ci servent à déterminer les sections des conduits d'air et de fumées, ainsi que pour le choix des ventilateurs de tirage. La consommation réelle de combustible sert à évaluer les commandes de combustible et à calculer l'équipement d'alimentation en combustible.

§ 11. Pouvoir de vaporisation d'un combustible

Le rapport de la quantité de vapeur produite dans une chaudière à la quantité de combustible consommé dans ce but est le *pouvoir de vaporisation visible* du combustible. Cette grandeur indique combien de kilogrammes de vapeur peut produire 1 kg de combustible:

$$P_v = \frac{D}{B} = \frac{Q^{t}_{i} \cdot \eta^{br}_{e\,ch}}{i_{vs} - i_{ea}} \text{ kg/kg}. \qquad (4\text{-}61)$$

Cette même grandeur, rapportée au pouvoir calorifique d'un combustible égal à 7 000 kcal, c'est-à-dire au pouvoir calorifique d'un *combustible conventionnel*, est appelée le pouvoir de vaporisa-

tion visible du combustible conventionnel.

$$(P_v)_{conv} = P_v \frac{7000}{Q_i^t} \text{ kg/kg}. \quad (4\text{-}62)$$

Pour comparer le fonctionnement de deux chaudières qui fonctionnent avec des paramètres de vapeur différents, c'est-à-dire avec des enthalpies différentes $i_{vs} - i_{ea}$, on rapporte le pouvoir de vaporisation du combustible à la vapeur dite normale:

$$(P_v)_{norm} = P_v \frac{i_{vs} - i_{ea}}{640} \text{ kg/kg}. \quad (4\text{-}63)$$

On appelle *vapeur normale* une vapeur que l'on produit à partir de l'eau d'une température initiale de 0 °C et dont la chaleur totale est de 640 kcal.

Chapitre IV

LES TEMPÉRATURES ET LA TRANSMISSION DE CHALEUR À L'INTÉRIEUR D'UN FOYER DE CHAUDIÈRE

§ 1. Les températures à l'intérieur d'un foyer

La quantité totale de chaleur produite dans un foyer Q_{pr} (chaleur *théorique*) est la somme de trois termes: la chaleur disponible Q_d^t corrigée pour tenir compte des pertes chimiques de combustion q_3 et des pertes de chaleur dans les scories q_{6s}, de la chaleur introduite avec l'air Q_a et de la chaleur de gaz recirculants Q_{rc}:

$$Q_{th} = Q_d^t \cdot \frac{100 - q_3 - q_{6s}}{100} + Q_a + Q_{rc} \text{ kcal/kg}. \quad (4\text{-}64)$$

Dans cette relation, on ne tient compte de Q_{rc} que lorsque des gaz de combustion prélevés dans les derniers passages de gaz sont remis en circulation. Quand on prélève des gaz dans le foyer, on ne tient pas compte de Q_{rc}. Si l'on représente par x_{rc} la fraction des gaz remis en circulation, on a:

$$Q_{rc} = (V_g \cdot c\vartheta)_{rc}\, x_{rc} \text{ kcal/kg}. \quad (4\text{-}65)$$

Q_a représente la quantité de chaleur introduite dans le foyer par l'air chaud Q_{ach}, quand cet air est réchauffé à l'intérieur de l'ensemble de chaudière considéré, ou bien par l'air froid Q_{af}, si le foyer reçoit de l'air non réchauffé. Ce terme comprend en outre la chaleur contenue dans l'air introduit dans le foyer et dans l'ins-

tallation de pulvérisation par des défauts d'étanchéité:

$$Q_a = (\alpha_f - \Delta\alpha_f - \Delta\alpha_{pul})\, I''_a + (\Delta\alpha_f + \Delta\alpha_{pul})\, I^0_{af} \text{ kcal/kg}, \qquad (4\text{-}66)$$

où α_f coefficient d'excédent d'air à la sortie du foyer;
$\Delta\alpha_f$ et $\Delta\alpha_{pul}$ rentrées d'air par des défauts d'étanchéité dans le foyer et dans l'équipement de pulvérisation;
I''_a et I^0_{af} (respectivement) enthalpies de l'air à la sortie du réchauffeur d'air et de l'air froid, en kcal/m³.

Connaissant la quantité totale de chaleur produite dans le foyer, on peut calculer la température théorique de combustion:

$$Q_{th} = (V_g c\vartheta)_{th} \text{ kcal/kg}. \qquad (4\text{-}67)$$

On en tire:

$$\vartheta_{th} = \frac{Q_{th}}{V_g c}\ ^\circ\text{C} \qquad (4\text{-}68)$$

ou

$$T_{th} = \vartheta_{th} + 273\ ^\circ\text{K}.$$

Ce qui précède montre que l'on appelle *température théorique* de combustion ϑ_{th} la température qui existerait dans le foyer, s'il n'y avait pas de transmission de chaleur aux surfaces de chauffe.

§ 2. Transmission de la chaleur dans le foyer

La transmission de chaleur entre les produits de combustion d'une part, l'eau et la vapeur d'autre part, à travers les surfaces de chauffe se fait par rayonnement et par contact. Dans un foyer, la proportion de chaleur qui est transmise par contact est insignifiante. C'est pourquoi les calculs de transmission de chaleur effectués pour des foyers d'ensembles de chaudière *habituels* ne tiennent pas compte de la chaleur transmise par contact.

On distingue le rayonnement direct et le rayonnement indirect. Le rayonnement direct est le rayonnement de la flamme éclairante d'un brûleur, d'une couche de combustible en cours de combustion et du volume des produits de combustion non éclairants. Le rayonnement indirect est le rayonnement émanant des parois de la maçonnerie. On désigne par Q_r kcal/kg la quantité de chaleur qui est reçue par les surfaces de chauffe situées dans le foyer.

La fraction de chaleur transmise au foyer sous la forme de chaleur rayonnée constitue le coefficient d'émission directe du foyer:

$$\mu = \frac{Q_r}{Q_{th}} = \frac{Q_{th} - (V_g c\vartheta)''_f}{Q_{th}}. \qquad (4\text{-}69)$$

La valeur absolue ϑ''_f de la température des gaz à la sortie du foyer (en °C) a une influence essentielle sur la sûreté et l'économie du fonctionnement d'un ensemble de chaudière. Si la température

du foyer est élevée, les cendres d'un combustible solide se ramollissent, sont entraînées hors du foyer par les fumées, se déposent sur les surfaces de chauffe des écrans d'eau et de la chaudière (dont les températures sont relativement basses comparativement à celles des produits de combustion) et recouvrent ces surfaces d'une couche de scories très adhérente, ce qui réduit la transmission utile de chaleur dans l'installation. Si au contraire la température ϑ''_f est faible, les pertes de chaleur par imbrûlés ou par suite d'une combustion chimiquement incomplète augmentent. Des résultats expérimentaux ont permis d'indiquer les températures optimales que doivent avoir les gaz à la sortie du foyer, pour les diverses catégories de combustibles et les divers systèmes de chauffe. Avec les combustibles les plus employés, ces températures varient entre 1 150 et 950 °C. Pour chaque catégorie de combustible, cette température limite doit être inférieure de 50 à 100° à la température de ramollissement des cendres du combustible.

Les calculs de transmission de chaleur par rayonnement reposent sur certaines lois bien connues qui sont dues à Planck, Lambert, Kirchhoff, Stefan-Boltzmann, etc.

En Union Soviétique, la méthode normale de calcul de la chaleur rayonnée dans les foyers repose sur la théorie de la similitude, appliquée à des résultats expérimentaux obtenus au cours d'études du fonctionnement des foyers. Cette méthode a été élaborée principalement par un savant soviétique, le professeur A. Gourvitch à l'Institut Central des Chaudières et Turbines. Nous indiquerons ci-après les formules établies pour cette méthode et les notations correspondantes.

Les formules de calcul de la méthode du professeur Gourvitch établissent une relation entre la quantité de chaleur produite dans le foyer Q_r et une température non dimensionnelle Θ_f d'une part, et les principaux critères de similitude de la chauffe d'autre part: le critère de Boltzmann Bo, le pouvoir absorbant du brûleur ks, le critère chimique Π et deux caractéristiques géométriques non dimensionnelles, ψ et ρ.

La formule initiale et fondamentale employée pour calculer la transmission de chaleur dans un foyer détermine la température non dimensionnelle (ou température relative) à la sortie du foyer:

$$\Theta''_f = \frac{T''_f}{T_{th}} = \frac{\mathrm{Bo}^{0,6}}{0{,}445 a_f^{0,6} + \mathrm{Bo}^{0,6}} \, . \qquad (4\text{-}70)$$

Si l'on introduit dans cette formule le critère Bo, on obtient une formule permettant de calculer la surface effective d'absorption par rayonnement:

$$H_r = 0{,}79 \cdot 10^8 \frac{B_c Q_r}{\xi a_f T''_f T^3_{th}} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{T_{th}}{T''_f} - 1\right)^2} \ \mathrm{m}^2. \qquad (4\text{-}71)$$

On obtient également une formule permettant de calculer la température absolue des gaz à la sortie du foyer:

$$\vartheta_f'' = \frac{T_{th}}{\left(\frac{1{,}27\cdot 10^{-8}\xi H_r a_f T_{th}^3}{\varphi B_c (V_g c)_{moy}}\right)^{0,6}+1} - 273\,^{\circ}\mathrm{C}, \qquad (4\text{-}72)$$

où ψ caractéristique non dimensionnelle indiquant l'étendue relative des écrans dans le foyer;

ξ facteur d'encrassement de la surface de chauffe;

a_f facteur de noirceur du foyer;

$(V_g c)_{moy}$ capacité calorifique totale moyenne des produits de combustion entre les températures T_{th} et T_f'' (températures absolues).

Chapitre V

LES INSTALLATIONS DE CHAUFFE

§ 1. Classification des installations de chauffe

Les installations destinées à brûler efficacement et économiquement les combustibles sont appelées les *foyers*. Les installations de chaudière utilisent des foyers de divers types, ce qui s'explique par la diversité des combustibles au point de vue de la composition et des propriétés.

Toutes les installations actuelles de chauffe sont des foyers *à chambre* ou des foyers *à grille* (foyers *à couche de combustible*).

Dans les foyers à chambre, on brûle le combustible à l'état de suspension dans l'air. On obtient ainsi une flamme de torche. Pour cette raison, la langue russe appelle souvent ces foyers des foyers *à torche*. Les Français emploient le mot brûleur. Certains foyers à chambre, dans lesquels on utilise de l'air et des produits de combustion animés d'une grande vitesse pour entraîner le combustible à l'intérieur de la chambre, sont appelés des foyers *tourbillonnaires*.

Suivant le procédé adopté pour évacuer les résidus de la combustion dans les foyers à chambre, on distingue les foyers *à évacuation sèche des scories* (scories granulées) et les foyers *à évacuation humide* (évacuation des cendres à l'état fondu). Les foyers avec évacuation sèche des scories sont les plus répandus.

En fonction de l'état physique du combustible utilisé, on distingue les foyers brûlant des gaz combustibles, les foyers brûlant du mazout (plus exactement de l'huile de chauffe), et les foyers à combustibles solides. Ces derniers comprennent des foyers brûlant du charbon pulvérisé et des foyers brûlant des combustibles en morceaux.

La chauffe la plus simple est celle produite par la combustion des gaz. Dans ce système, pour intensifier l'oxydation de la combustion, on mélange préalablement l'air avec le combustible (immédiatement avant la composition) et l'on réchauffe le mélange jusqu'à la température d'inflammation. Comme le combustible et la matière oxydante se trouvent dans le même état physique, c'est-à-dire à l'état gazeux, on peut préparer et réchauffer le mélange combustible avec des systèmes de brûleurs relativement simples, installés directement dans les parois du foyer.

La combustion des combustibles liquides est un peu plus complexe. Pour l'accélérer, il faut d'abord pulvériser l'huile de chauffe, c'est-à-dire la transformer en une fine suspension de gouttelettes; ensuite, on la réchauffe pour obtenir de la vapeur d'huile et des gaz combustibles, on mélange l'ensemble avec l'oxydant qui est l'air et l'on allume cet ensemble. Les installations employées pour brûler les huiles de chauffe sont donc plus complexes et plus encombrantes que les brûleurs à gaz.

Parmi les divers combustibles, ceux qui nécessitent l'équipement le plus encombrant et le plus complexe et qui donnent la combustion la moins efficace sont les combustibles solides et, en particulier, ceux qui contiennent une forte proportion de cendres et d'humidité. Le volume d'une quantité donnée de combustible est plusieurs milliers de fois plus faible que le volume de l'air nécessaire à sa combustion. Il en résulte des difficultés pour obtenir un bon mélange de combustible et d'air, et l'on est obligé de brûler le combustible avec un excédent d'air important, comparativement à la chauffe au gaz.

On peut brûler avec un bon rendement les combustibles solides dans des foyers à chambre en utilisant des brûleurs à charbon pulvérisé. Mais le rendement net diminue dans ce cas, aux dépens de l'énergie consommée pour broyer et pulvériser le combustible. Les cendres contenues dans les combustibles solides rendent plus difficile le contact entre la matière oxydante et les molécules combustibles, et nécessitent ensuite leur évacuation ainsi que celle des scories.

Les foyers à chambre parviennent à brûler convenablement toutes les catégories de combustibles : gaz naturel et gaz artificiel, combustibles liquides et charbons finement pulvérisés. Certains combustibles solides (tourbe fraisée, lignites) peuvent être brûlés convenablement dans les foyers à chambre, sous la forme de particules atteignant 5 mm ou même davantage.

Les foyers à chambre peuvent être *à une seule chambre* ou bien *à deux chambres*. Actuellement, les foyers à deux chambres sont employés uniquement pour brûler des combustibles solides. Leur avant-foyer ou antichambre est un foyer *cyclone*, dans lequel des tourbillons d'air impriment au brûleur un mouvement de rotation. La force centrifuge projette les particules de combustible et de cendres contre les parois de l'antichambre, et les produits de combustion sont entraînés dans la deuxième chambre où ils achèvent de brûler.

La fig. 77 représente schématiquement un avant-foyer horizontal et un avant-foyer vertical.

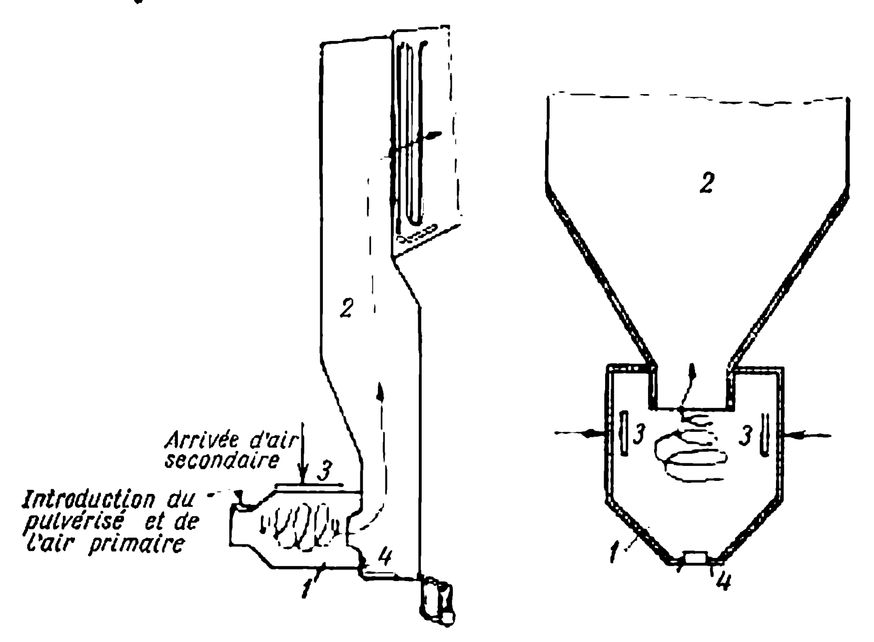


Fig. 77. Schémas d'avant-foyers cycloniques:

1 — avant-foyer (première chambre); 2 — foyer proprement dit ou deuxième chambre achevant la combustion; 3 — ouverture d'arrivée d'air et de combustible; 4 — ouverture d'évacuation des cendres

Les chaudières modernes utilisent surtout des foyers à une seule chambre de forme prismatique. On détermine les dimensions de ces foyers de façon à obtenir la charge thermique optimale, rapportée au volume de la chambre.

Sur la face frontale et sur les faces latérales des foyers à chambre, on installe les brûleurs. Ceux-ci servent à envoyer dans le foyer le mélange de poussière et d'air et à régler la combustion. La partie inférieure de la chambre du foyer peut être conçue de différentes façons. Quand on brûle un combustible liquide ou gazeux, ou encore un combustible solide avec évacuation liquide des scories, on donne au fond du foyer une forme plane.

La fig. 78 représente un foyer à fond plat, pour gaz et mazout, qui a été étudié par l'usine de Belgorod pour la chaudière à un tam-

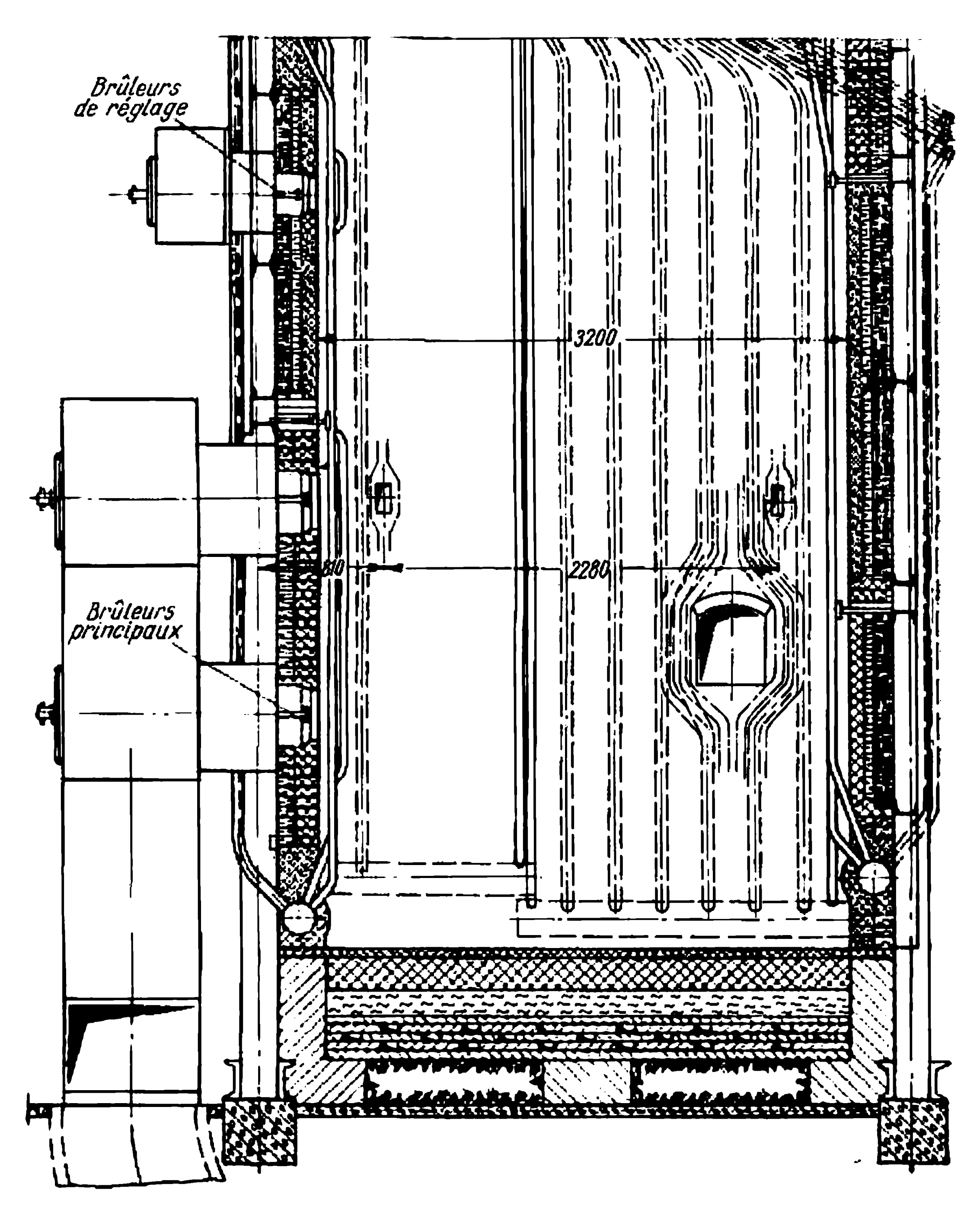


Fig. 78. Foyer à combustible liquide de la chaudière БГ-20

bour БГ-20. La fig. 79 montre un foyer à fond plat, avec cendrier (chambre à scories) disposé pour l'évacuation liquide des scories. Quand on brûle un combustible solide pulvérisé, avec évacuation sèche des scories (scories granulées), le fond de la chambre du foyer

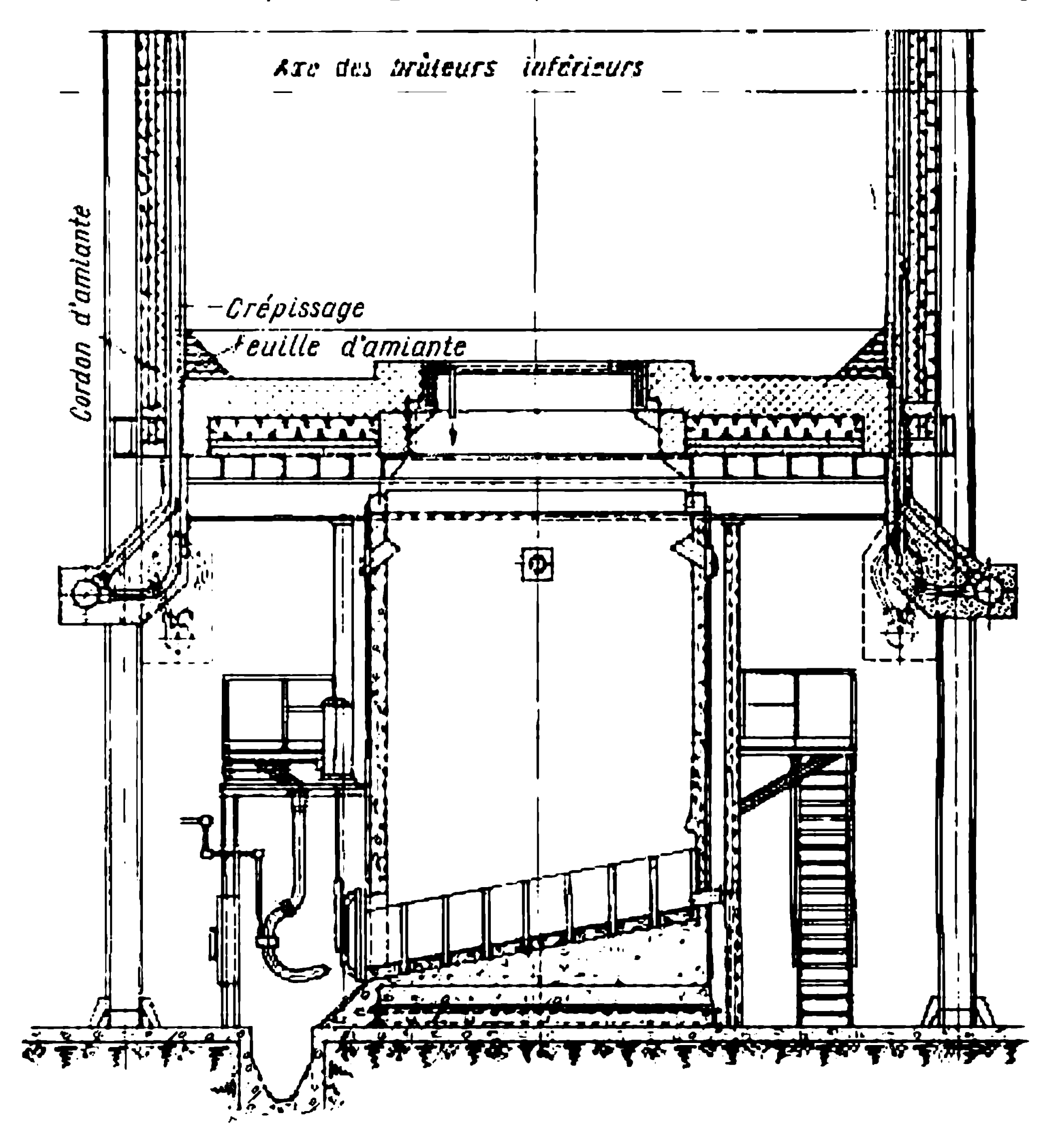


Fig. 79. Foyer à chambre et à fond plat pour évacuation liquide des scories

a la forme d'un entonnoir dans lequel tombent les cendres. La fig. 80 représente une chaudière ТП-230-2 avec trémie à cendres, fabriquée par l'usine de Taganrog.

Les foyers à grilles (*foyers à couches*) sont destinés à brûler exclusivement des combustibles solides. La grande variété des combustibles solides a conduit à réaliser de très nombreux types et modèles de foyers à grilles. Mais seulement quelques modèles particulière-

ment perfectionnés ont pu se répandre largement dans les installations industrielles d'énergie.

On distingue les foyers à grilles *à chauffe manuelle*, *à chauffe semi-mécanique et à chauffe mécanique*, en fonction du degré de mécanisation du chargement du foyer et de l'évacuation des résidus de combustion, ainsi que du réglage de l'arrivée de l'air vers le combustible.

Les foyers complètement mécanisés possèdent des grilles mobiles, tandis que les foyers semi-mécanisés et les foyers à chauffe manuelle possèdent des grilles fixes.

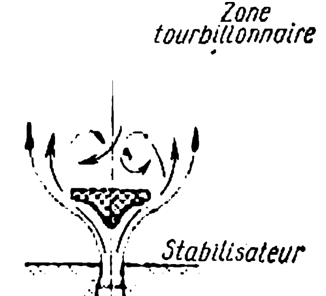


Fig. 80. Schéma d'un stabilisateur céramique dans un brûleur à flamme

Les grilles peuvent être installées horizontalement ou obliquement dans les chambres de combustion. On distingue donc les foyers à grille horizontale et les foyers à grille inclinée. L'inclinaison de la grille facilite l'entraînement du combustible et des résidus solides de combustion à l'intérieur du foyer.

Pour faciliter le chargement des grilles fixes en combustible, on emploie divers systèmes d'organes de chargement (chargeurs). Les chargeurs sont parfois employés également pour assurer une alimentation complémentaire de combustible sur des grilles mobiles. Les foyers qui possèdent des chargeurs et des grilles fixes sont considérés comme des foyers semi-mécanisés.

Habituellement, de tels foyers possèdent non seulement des chargeurs de combustible, mais aussi des grilles rotatives. L'emploi de ces grilles facilite considérablement l'évacuation des résidus solides de combustion.

On peut également faciliter l'évacuation des résidus de combustion des foyers avec une grille fixe, en utilisant des ringards. Mais l'utilisation des ringards n'est satisfaisante que si l'on brûle un combustible dont les cendres sont difficilement fusibles, c'est-à-dire ne fondent pas et ne s'agglomèrent pas en formant de gros paquets de scories.

§ 2. Caractéristiques thermiques des foyers

On exprime conventionnellement la *puissance* d'une installation de chauffe par la quantité de chaleur produite dans le foyer par unité de temps, quand on brûle dans ce foyer B kg de combustible ayant un pouvoir calorifique inférieur Q_i^t kcal/kg sans aucune perte thermique. La puissance du foyer est donc BQ_i^t, en kcal/h.

On calcule la charge thermique spécifique du volume d'un foyer et d'une nappe de combustion, en divisant la quantité de chaleur qui détermine la puissance respectivement par le volume V_ξ de la chambre (en m³) ou par la surface de la nappe de combustion R_a (en m²):

$$\frac{B \cdot Q_i^t}{V_\xi} \text{ kcal/m}^3\text{h} ; \tag{4-73}$$

$$\frac{B \cdot Q_i^t}{R_a} \text{ kcal/m}^2\text{h}. \tag{4-74}$$

La surface de la *nappe de combustion* R_a est la surface de la couche de combustible qui brûle sur la grille du foyer.

Le *volume du foyer* V_ξ est le volume actif de la chambre du foyer, dans lequel s'effectue la combustion.

On choisit la charge thermique dans des tableaux indiqués dans les manuels de thermodynamique industrielle, en fonction de la catégorie de combustible utilisé, du procédé de combustion et du système de chauffe. Ces charges thermiques sont dictées par des conditions d'économie. Les tableaux précités sont le résultat d'une documentation pratique abondante. Ils contiennent les contraintes thermiques moyennes qui correspondent aux valeurs numériques des grandeurs suivantes, indiquées également dans ces tableaux : excédent d'air, pertes chimiques et mécaniques de combustion et autres caractéristiques de fonctionnement des foyers.

§ 3. Foyers à écrans d'eau

Pour abaisser la température des fumées à la sortie des foyers et accroître le débit d'un ensemble de chaudière, on garnit les parois intérieures de la chambre du foyer (à brûleurs ou à grille) par des éléments refroidissants appelés *écrans*. Ces écrans deviennent des surfaces de chauffe et sont constitués habituellement par des tubes lisses en acier, disposés verticalement ou obliquement contre les parois du foyer. Ces tubes ont un diamètre de 60, 76 ou 83 mm et l'espacement des axes est compris entre 1,1 et 2,5 fois le diamètre de tube. Les extrémités des tubes sont soudées ou bien dudgeonnées dans les collecteurs ou les tambours de la chaudière.

On voit sur la fig. 78 un ensemble d'écrans d'eau dans un foyer à gaz et à huile de chauffe. Lorsqu'on emploie l'évacuation sèche des cendres, ces écrans d'eau recouvrent non seulement les parois de la chambre du foyer, mais aussi celles de la trémie à cendres. Dans ce cas, la trémie à cendres est appelée la trémie *froide*. Quand on adopte l'évacuation liquide des cendres, les tubes écrans de la trémie à cendres sont recouverts d'une isolation thermique (crépissage de ciment). La trémie à cendres est alors une trémie *chaude*.

§ 4. Foyers pour combustibles gazeux

Pour brûler des gaz combustibles, on emploie surtout des foyers à chambres à fond plat. On calcule le volume des chambres de ces foyers d'après la charge thermique admissible. On recommande d'adopter une charge thermique de $200 \cdot 10^3$ à $250 \cdot 10^3$ kcal/m^{3}h, et parfois même davantage, quand on brûle des gaz naturels ou artificiels. Si l'on adopte de fortes pressions de tirage, avec des régulateurs spéciaux, les valeurs précédentes peuvent être multipliées par plusieurs unités sans que l'on nuise à l'économie du procédé de combustion. La fig. 78 montre une chambre de combustion qui a été étudiée pour brûler du gaz naturel ou du mazout.

La combustion des combustibles gazeux, et, en particulier, des combustibles à pouvoir calorifique élevé, est le système de chauffe le plus simple parmi ceux qui emploient les combustibles organiques. Malgré cela, le procédé de combustion et le type de brûleur influent nettement sur le rendement et l'économie de la chauffe.

Dans la chauffe au gaz, on distingue: la combustion d'un mélange gaz-air préalablement préparé (brûleurs avec mélange préalable) et la combustion avec formation du mélange dans la chambre du foyer. Lorsque le gaz combustible et l'air sont envoyés séparément dans le foyer, le mélange combustible se forme principalement par diffusion, et ce procédé de combustion est appelé *combustion par diffusion*. On emploie parfois des brûleurs de type intermédiaire, avec lesquels les gaz combustibles sont mélangés à l'air en partie dans ces brûleurs et en partie dans le foyer.

La combustion par diffusion est plus lente que la combustion d'un mélange gaz-air préalablement préparé.

On peut accélérer la combustion par diffusion en créant artificiellement une turbulence dans l'écoulement, et en réchauffant l'air et les gaz combustibles avant l'allumage.

La combustion complète des gaz combustibles donne principalement du gaz carbonique et de la vapeur d'eau, en conformité avec la composition de ces gaz. Si l'on brûle incomplètement un gaz naturel, les produits de la combustion peuvent contenir des substances intermédiaires: alcool méthylique, oxyde de carbone, hydrogène,

suie, etc., qui représentent des pertes chimiques de combustion. L'importance de ces pertes dépend du procédé de combustion. Elles sont maximales, quand l'air arrive par diffusion dans les flammes des brûleurs, qui ont de grandes dimensions. Quand le volume de la flamme de brûleur augmente, l'étendue relative de la surface de contact avec l'air extérieur à cette flamme diminue,

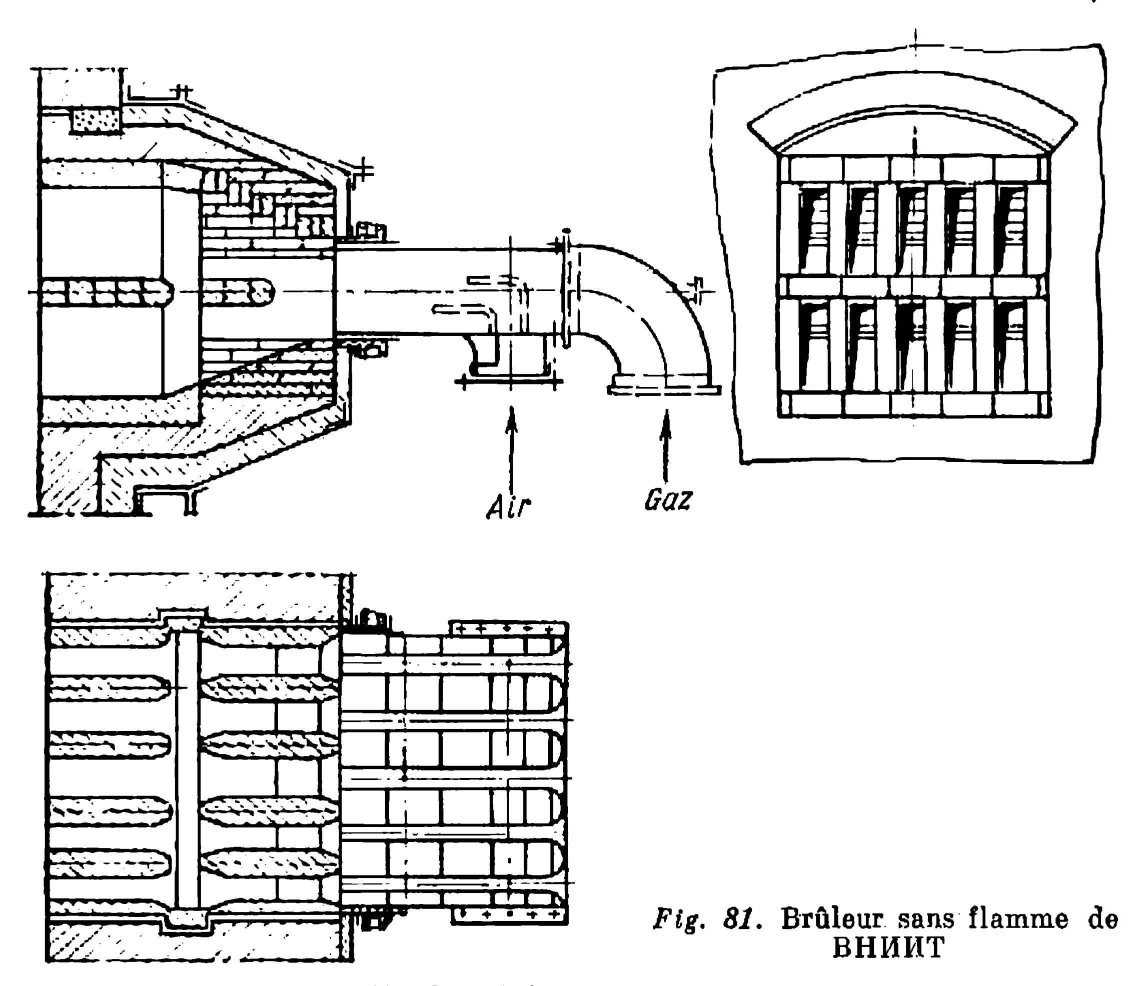


Fig. 81. Brûleur sans flamme de ВНИИТ

et il devient plus difficile d'obtenir une combustion parfaite. Si l'on fait croître le diamètre initial du jet produisant la flamme, ainsi que la vitesse initiale d'écoulement, la longueur de la flamme augmente, mais sa charge thermique spécifique (rapportée à l'unité de volume) diminue. Si l'on emploie des ouvertures de débit de faible diamètre et si l'on réduit la vitesse de sortie du gaz par ces ouvertures, on obtient ce qu'on appelle la *combustion par microflamme* qui diffère de la flamme de torche par une plus forte charge thermique spécifique et par une diminution des pertes par imbrûlés.

On accroît la stabilité de la combustion des gaz, en particulier des gaz ayant un faible pouvoir calorifique, en utilisant des organes dits stabilisateurs.

Ces stabilisateurs ou stabilisateurs séparateurs sont des pièces réfractaires (fig. 80), que l'on place devant les brûleurs-torches ou autres brûleurs analogues. La surface incandescente du stabilisateur rayonne de la chaleur, ce qui stabilise la combustion. La combustion des gaz dans les canaux céramiques à faible section (fig. 81) accroît également la stabilité de la combustion.

Les produits de combustion des gaz brûlés dans les canaux céramiques incandescents sont transparents. Pour cette raison, la combustion du gaz dans des canaux céramiques étroits est appelée parfois *combustion sans flamme*. La réalisation de ce mode de combustion permet de réduire considérablement les dimensions des chambres des foyers.

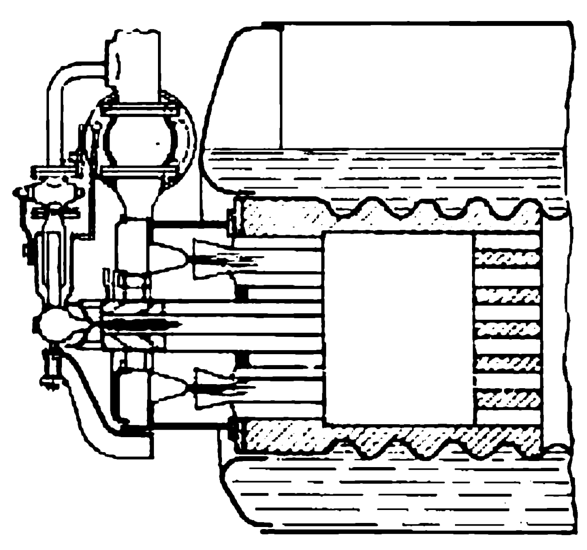


Fig. 82. Installation de brûleurs à flamme et à éjection dans le tube de chauffe d'une chaudière à vapeur à faible débit

L'envoi de l'air et des gaz combustibles dans les brûleurs se fait de diverses façons.

Dans certaines installations, le gaz et l'air sont envoyés séparément et directement aux brûleurs par des ventilateurs ou des compresseurs. Dans d'autres installations, on expulse (on éjecte) l'un des deux composants du mélange par l'autre. Dans de petites installations, par exemple, on emploie souvent un jet de gaz d'un réseau de distribution, qui se trouve sous une forte pression, pour faire passer dans le foyer l'air atmosphérique qui se trouve à une pression inférieure. De tels brûleurs sont appelés des *brûleurs à éjection*. L'insuffisance du débit d'air de combustion ainsi éjecté est alors compensée par des ventilateurs ou des installations utilisant la succion.

La fig. 82 montre l'installation de brûleurs à éjection dans un tube de chauffage d'une chaudière à vapeur. Pour accroître la sta-

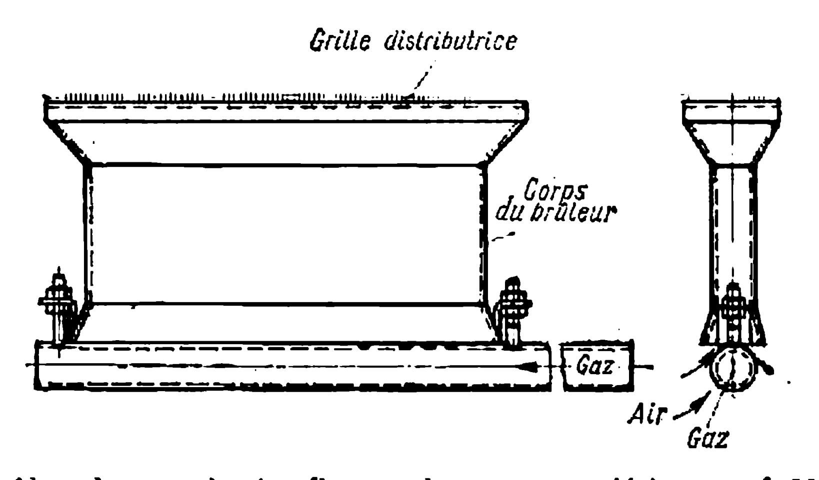


Fig. 83. Brûleur à gaz et à microflamme du savant soviétique prof. M. Kondak

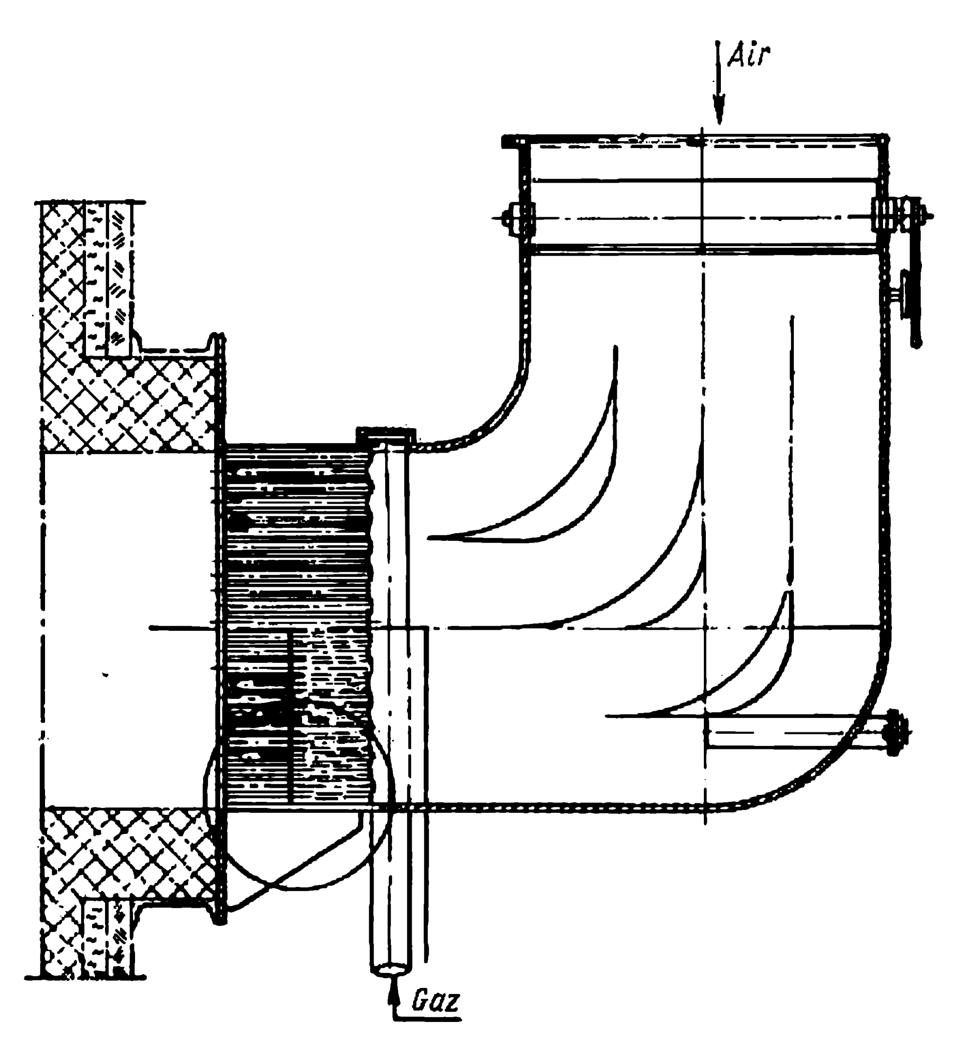


Fig. 84. Brûleur de l'usine de chaudières de Taganrog pour gaz naturels

bilité de la combustion dans cette installation, la chambre du foyer est recouverte par une maçonnerie de briques réfractaires.

La fig. 83 représente un petit brûleur à microflamme du type à éjection, créé par un groupe de projecteurs sous la direction du professeur M. Kondak. Le corps de ce brûleur est en tôle d'acier mince.

La partie supérieure ou couverture du corps est percée de nombreuses ouvertures de 2 mm de diamètre, espacées de 4 mm. Cette couverture constitue une grille distributrice du mélange gaz-air.

Sur le même principe, on a réalisé d'autres modèles de brûleurs à microflamme, dont les débits gazeux varient de 1 000 à 20 000 m^3/h.

La fig. 84 représente un brûleur pour gaz naturel, créé par l'usine de chaudières de Taganrog destiné aux grandes chaudières à vapeur. Ce brûleur est alimenté en gaz et en air d'une façon forcée. La vitesse du mélange combustible est de 30 m/s.

Le choix de l'emplacement des brûleurs sur les parois du foyer ou sur le fond du foyer dépend des commodités de service et de la façon dont est réalisée l'installation de chaudière.

§ 5. Foyers pour combustibles liquides

Le seul combustible liquide utilisé dans les installations de chaudière à vapeur est le mazout, ou huile de chauffe. Ce combustible est brûlé dans les mêmes chambres de foyer que les gaz combustibles (voir fig. 78).

Les brûleurs à mazout comprennent un dispositif de refoulement, destiné à entraîner et à pulvériser le mazout et un dispositif d'alimentation en air, qui brasse l'air avec le mazout pulvérisé. Les organes qui débitent l'air à la base du brûleur à mazout sont appelés des *registres*.

La fig. 85 montre un type de registre muni d'ailettes, qui provoquent une turbulence pour améliorer le mélange de l'air avec le mazout pulvérisé.

En principe, les dispositifs de refoulement du mazout dans les brûleurs fonctionnent avec une *pulvérisation à la vapeur* (ou à l'air) ou une *pulvérisation mécanique*. Dans les dispositifs de refoulement à la vapeur, la pulvérisation du mazout est produite par l'énergie cinétique du courant d'air ou de vapeur envoyé sous pression à ce dispositif de refoulement. Dans le dispositif de refoulement mécanique, la pulvérisation est assurée par l'énergie d'un jet de mazout qui est envoyé sous pression par une pompe (8 à 20-35 bars) à travers de fines ouvertures.

La fig. 86 montre un dispositif de refoulement de mazout avec pulvérisation à la vapeur. Ce dispositif a été créé par l'usine « Ilmarine », et comprend deux tuyaux coaxiaux et un diffuseur fixé sur une extrémité du tuyau extérieur.

La vapeur est envoyée dans le tube intérieur et sort de ce tube à travers une tuyère divergente, pour entrer dans un compartiment situé devant le diffuseur; le mazout est envoyé dans un canal annulaire compris entre les parois du tube intérieur et du tube extérieur. L'effet d'éjection produit par la vapeur envoie le mazout dans le compartiment qui se trouve devant le diffuseur et dans lequel se fait le brassage. Le débit des dispositifs de refoulement décrits

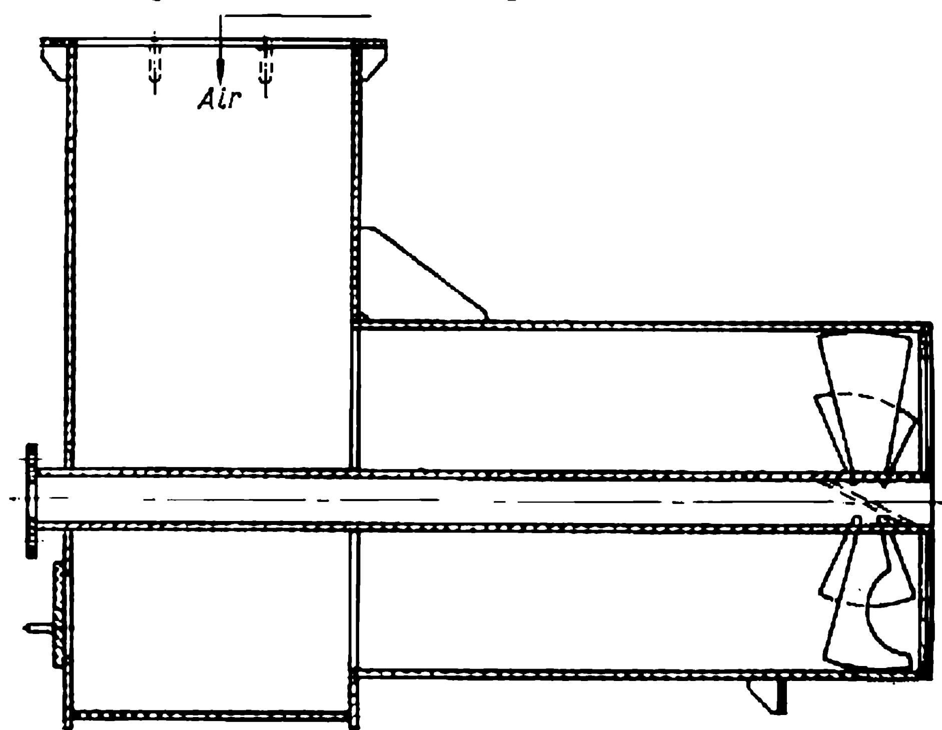


Fig. 85. Registre à air avec ailettes, provoquant la turbulence de l'écoulement d'air

dépend de la pression initiale de la vapeur. Il est d'autant plus grand que la pression initiale est plus forte. Il dépend également de la grandeur des ouvertures de sortie des dispositifs de refoulement. L'usine « Ilmarine » produit des brûleurs à mazout avec pulvérisation à la vapeur, dont le débit varie de 100 à 800 kg, pour une pression d'admission de vapeur qui peut atteindre 16 bars.

L'augmentation de la pression de la vapeur accroît le débit du dispositif de refoulement et, de plus, améliore la pulvérisation.

Dans certains dispositifs de refoulement, le mazout arrive dans le tube intérieur, tandis que la vapeur est introduite extérieurement dans un passage annulaire (système de Choukhov). Dans les installations des transports par eau on utilise des dispositifs de refoulement de mazout munis d'ouvertures en fente plates situées l'une au-dessus de l'autre.

L'huile de chauffe est introduite par l'ouverture supérieure et la

vapeur par l'ouverture inférieure. La forme et l'emplacement des fentes n'ont qu'une influence insignifiante sur le rendement de combustion. Pour accroître le débit et l'économie du fonctionnement, il est indispensable que le mazout soit pulvérisé très finement, qu'il soit très bien brassé avec l'air et réchauffé jusqu'à la température d'inflammation.

La combustion du mazout est en principe une oxydation des vapeurs surchauffées du mazout et des gaz chauds, qui sont libérés du mazout pendant le réchauffage de celui-ci.

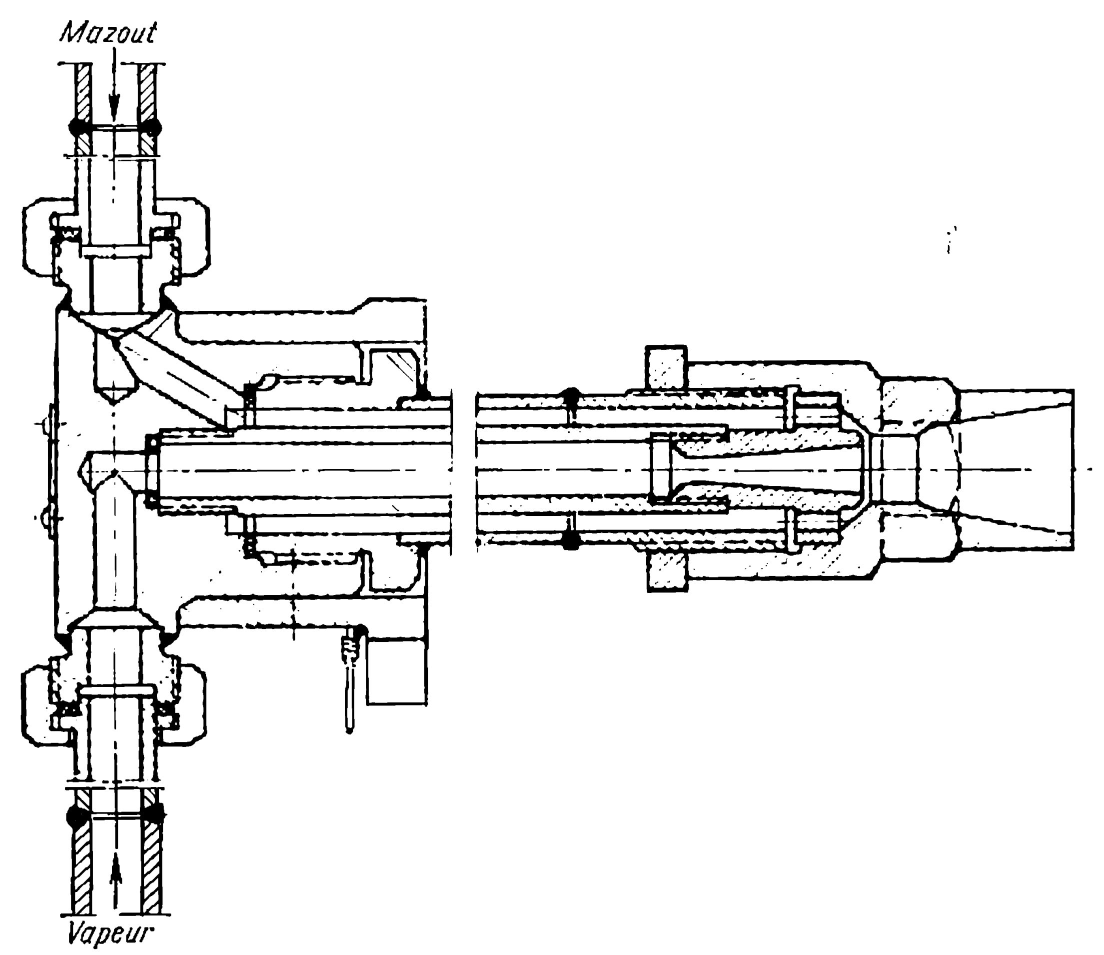


Fig. 86. Dispositif de refoulement du mazout avec pulvérisation à la vapeur, réalisé par l'usine « Ilmarine »

Il est impossible de réaliser une combustion très active du mazout, si celui-ci n'est pas préalablement réchauffé et si les gouttelettes ne sont pas transformées en vapeurs surchauffées et en gaz par le réchauffage préalable.

La quantité totale de chaleur consommée, pour amener le mazout à un état permettant une excellente combustion, est de 250 à 300 kcal/kg. Une partie de cette chaleur est cédée au mazout, pen-

dant son transport vers les dispositifs de refoulement, et une autre partie lui est transmise directement à l'intérieur du foyer, où il est encore réchauffé par les produits de combustion amenés par succion à la base de la flamme.

Pour améliorer la stabilité de la combustion dans les petites installations qui ne possèdent qu'un ou deux dispositifs de refoulement (pompe), il est recommandé de protéger la base de la flamme contre le refroidissement, c'est-à-dire contre le rayonnement thermique en direction des surfaces de chauffe, qui sont relativement froides. La protection est assurée par des pièces céramiques réfractaires. Avec plusieurs brûleurs, le rayonnement mutuel de leurs flammes remplace les parois céramiques. On améliore également la stabilité de la combustion en envoyant aux brûleurs de l'air réchauffé. Dans les installations de chaudière de moyenne et grande puissance, il n'est pas nécessaire de protéger la base de la flamme contre le refroidissement, parce que dans de tels cas le mélange combustible reçoit une quantité de chaleur suffisante, qui provient du flux des gaz remplissant la chambre du foyer.

L'inconvénient essentiel des brûleurs à pulvérisation par la vapeur consiste dans une très grande consommation de vapeur. La consommation moyenne de vapeur de pulvérisation est de 0,3 à 0,5 kg par kg de mazout. Si l'installation est défectueuse, cette consommation peut atteindre 0,7 à 0,9 kg. Ces chiffres réduisent considérablement l'économie de fonctionnement. Aussi, bien que les brûleurs à pulvérisation par la vapeur soient simples, on ne les emploie en service prolongé que dans les petites installations de chaudière.

Les installations de chaudière de moyenne et grande puissance utilisent des brûleurs à pulvérisation mécanique. Ces installations n'utilisent les brûleurs à vapeur que pour la période d'allumage.

Les installations de chaudière de petite puissance utilisent également des brûleurs à pulvérisation à air, dont le fonctionnement est analogue en principe à celui des brûleurs à vapeur. On classe les brûleurs à air en brûleurs *à haute pression* et *à basse pression*. Les brûleurs à haute pression utilisent l'air à la même pression que la vapeur et, par suite, produisent la même pulvérisation. Dans les brûleurs à basse pression, on emploie de l'air à une pression de 200 à 400 mm d'eau, mais on obtient des résultats quelque peu inférieurs (les gouttelettes de mazout sont plus grosses).

En dehors de la consommation élevée de vapeur, les brûleurs à pulvérisation par la vapeur ont également l'inconvénient d'être bruyants. Le bruit produit par l'arrivée du jet de vapeur à grande vitesse fatigue le personnel.

La fig. 87 représente un brûleur à mazout à pulvérisation mécanique qui a été étudié et réalisé par l'usine « Ilmarine », constructeur de machines à Tallinn. Après avoir été filtré et réchauffé

jusqu'à une température donnant une fluidité suffisante (viscosité de 6 à 7° en unités conventionnelles), le mazout est envoyé sous une pression de 10 à 30 bars dans la tubulure du brûleur, qui se termine par la tête pulvérisatrice (le pulvérisateur). Le pulvérisateur comprend deux disques : le disque distributeur et le disque tourbillonnaire. Le mazout pénètre dans les ouvertures du disque distributeur. Ensuite, par des canaux dirigés tangentiellement dans le disque tourbillonnaire, il arrive dans un petit compartiment, d'où il est

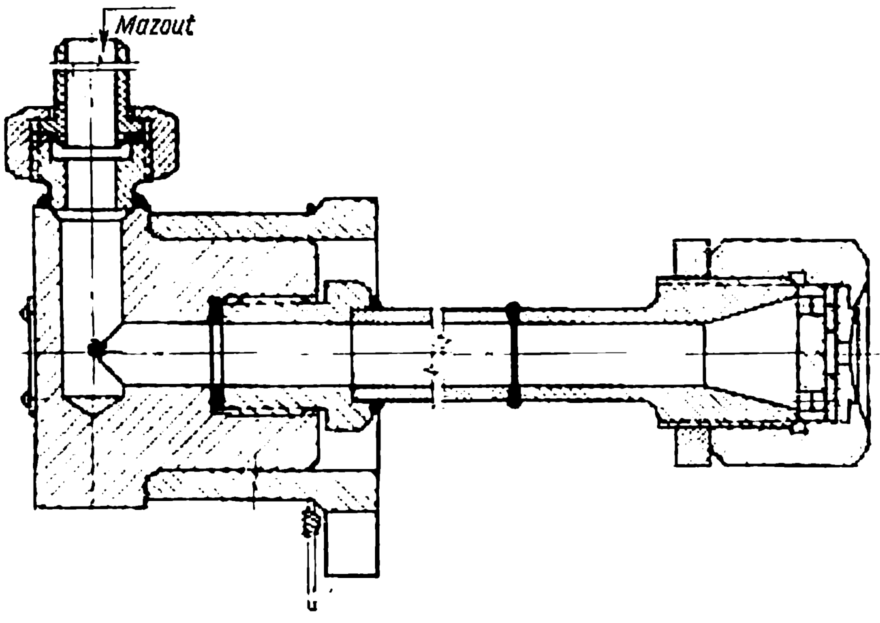


Fig. 87. Brûleur à mazout à pulvérisation mécanique (brûleur mécanique) de l'usine «Ilmarine »

expulsé vers le foyer à travers des ouvertures d'une pièce extérieure de garniture. Le brûleur avec sa pièce support est fixé sur le couvercle du registre, installé lui-même dans une embrasure du foyer.

A la température ordinaire de l'air, les huiles de chauffe que l'on brûle dans les foyers des chaudières à vapeur, ont une forte viscosité (huiles de cracking) ou même peuvent ne pas s'écouler du tout (huiles paraffine). De plus, ces huiles ou mazouts sont souvent contaminés par des impuretés solides, qui ont été introduites en cours de transport des usines de traitement. Avant d'envoyer une huile de chauffe aux brûleurs, il faut donc la réchauffer et la débarrasser des impuretés solides.

On réchauffe les huiles de chauffe dans des échangeurs à surface, et on les débarrasse des impuretés solides dans des filtres à tamis. On distingue les filtres de première et deuxième épuration (épuration grossière et épuration fine). Les filtres de première épuration ont des mailles de 1 à 2 mm, tandis que ceux de deuxième épuration les ont de 0,03 à 0,06 mm. On installe les filtres de première épuration

dans les grandes tuyauteries d'aspiration des pompes à mazout et les filtres de deuxième épuration, dans les tuyauteries de refoulement.

Pour empêcher les huiles de chauffe de se solidifier dans les tuyauteries, on isole habituellement ces tuyauteries thermiquement d'une façon très soigneuse, et on les place parallèlement aux tuyautages de vapeur, qui sont appelés dans ce cas des tuyautages d'accompagnement. En outre, les tuyauteries sont de forme annulaire, ce qui exclut la stagnation du mazout.

Pour permettre de régler économiquement le fonctionnement d'un ensemble de chaudière, en ne mettant en service qu'une partie des brûleurs, il est recommandé d'installer sur un ensemble de chaudière au moins 2 ou 3 brûleurs. Dans les installations de moyenne et grande puissance, les brûleurs sont installés en une ou deux rangées, sur une paroi du foyer ou sur deux parois opposées. Lorsque les brûleurs sont installés sur la face frontale, la profondeur du foyer (perpendiculairement à cette face) doit être d'au moins 3 m avec des brûleurs débitant moins de 250 kg/h et d'au moins 4 m avec des brûleurs plus puissants. Pour éviter que des gouttes de combustible tombent sur la maçonnerie et forment des dépôts durs de coke de mazout, les brûleurs doivent être installés de façon que leur espacement mutuel et la distance des brûleurs extrêmes aux parois ou au fond du foyer ne soient pas inférieurs à 1 ou 1,2 m.

Toutes les chambres de foyer, dans lesquelles on brûle des huiles de chauffe, des gaz combustibles ou des combustibles solides pulvérisés (sauf l'anthracite et la houille maigre), doivent posséder des *soupapes* ou *clapets d'explosion*, pour éviter que des maçonneries des foyers soient détruites ou détériorées en cas d'explosion d'un mélange d'air et de gaz combustible dans les passages de gaz. Ces clapets d'explosion s'ouvrent automatiquement quand la pression dans les passages de gaz dépasse 100 à 200 mm d'eau. Ils sont constitués par des grilles planes, recouvertes d'une feuille d'amiante ou bien par des pièces supports avec couvercle pouvant tourner. Une explosion a pour effet de déchirer la feuille d'amiante dans le premier système et d'ouvrir le couvercle dans le deuxième.

Avant d'allumer un foyer à mazout ou à gaz, il faut ventiler soigneusement la chambre du foyer et les passages de gaz, pour expulser toute accumulation possible d'un mélange explosible.

§ 6. Foyers destinés à brûler des combustibles solides pulvérisés

Les combustibles solides finement pulvérisés sont brûlés habituellement à l'état de suspension. On utilise des types différents de foyers et une pulvérisation plus ou moins fine, en fonction de la proportion de matières volatiles contenues dans le combustible. La fines-

se de broyage augmente quand la proportion de matières volatiles diminue. Par exemple, les anthracites et les charbons maigres, qui contiennent 4 à 18 % de matières volatiles, sont brûlés économiquement dans des foyers à charbon pulvérise (foyers à pulvérisé), si la plus grande partie des particules ont une grosseur inférieure à 88 microns. Les houilles contenant 20 à 30 % de matières volatiles sont brûlées économiquement dans les mêmes foyers à pulvérisé si la grosseur de particule est inférieure à 200 microns. La tourbe, dont les particules sont très légères, brûle économiquement dans les foyers à fosse et à broyeur sous la forme de particules inférieures à 0,5 mm. On peut brûler également de la tourbe en particules plus grosses dans des foyers pneumatiques et des foyers cyclones qui sont des foyers tourbillonnaires à flamme torche.

Foyers à charbon pulvérisé. Les foyers à charbon pulvérisé sont destinés à brûler un combustible finement broyé dans des brûleurs. La durée de combustion des particules ne doit pas être supérieure au temps de séjour des produits de combustion à l'intérieur de la chambre du foyer. Dans les foyers de grande puissance, ce temps de séjour est d'environ 2 à 3 s pour une charge calorifique volumique de 150 000 à 200 000 kcal/m^{3}h. Il varie en même temps que la charge calorifique.

Les foyers à charbon pulvérisé diffèrent des foyers à gaz et à mazout que nous avons décrits plus haut, par la forme des brûleurs et par la construction de la partie inférieure de la chambre de combustion.

Dans les foyers à charbon pulvérisé, la base de la chambre est destinée à recueillir et à évacuer les cendres produites par la combustion.

La forme constructive des brûleurs et leur emplacement sur les parois du foyer sont liés habituellement à la proportion de matières volatiles contenues dans le combustible et à la température d'inflammation du combustible. Par exemple, si l'on brûle un combustible difficilement inflammable, le brûleur doit être réalisé aérodynamiquement de façon à réchauffer rapidement les particules par une aspiration énergique des produits de combustion à la base de la flamme. Lorsqu'on brûle de l'anthracite pulvérisé, la partie de l'écran constituant la surface de chauffe est placée en face des brûleurs et recouverte d'une matière calorifuge (*crépissure de ciment*). Cette région est appelée la *ceinture d'allumage*. Depuis peu de temps, on brûle l'anthracite pulvérisé dans des foyers à trémie froide et protégée thermiquement. Ces foyers ne possèdent pas une ceinture d'allumage, mais les parois de la trémie froide et de la partie inférieure du foyer sont recouvertes par une crépissure de ciment.

On brûle les combustibles facilement inflammables (lignite par exemple) dans des foyers, où les écrans des surfaces de chauffe sont complètement nus.

L'emplacement des brûleurs dépend en partie de la commodité d'emploi de ces brûleurs. Le plus souvent, les brûleurs sont placés sur la face frontale. On recommande de réserver un espacement de 1,5 à 2 m entre les axes des brûleurs et entre les brûleurs et les parois voisines. Il est recommandé de ne pas installer moins de 2 brûleurs sur un même ensemble, car cela améliore la souplesse de service, quand la charge est variable. Dans les grandes installations, où le nombre des brûleurs est plus élevé, on peut disposer ceux-ci en deux rangées. Si les brûleurs sont placés trop près des surfaces de chauffe, celles-ci s'encrassent progressivement par des scories, ce qui réduit la transmission de chaleur utile, accroît la température des produits de combustion et réduit, en conséquence, l'économie du fonctionnement. On calcule les dimensions des chambres des foyers d'après la charge thermique maximale admissible, cette charge étant rapportée au volume. La plus faible charge thermique correspond à l'emploi de l'anthracite (125 000 kcal/m^3·h), et la charge maximale correspond à la combustion des lignites (200 000 kcal/m^3·h). Sans réduire l'économie d'exploitation, on peut accroître les valeurs précédentes de 20 à 30 % quand on pratique l'évacuation liquide des scories.

Pour brûler le charbon pulvérisé, il faut d'abord le transporter depuis la soute à pulvérisé jusqu'aux brûleurs (transport effectué par l'air primaire), puis le brasser avec l'air secondaire, réchauffer le mélange d'air et de pulvérisé jusqu'à la température d'inflammation et allumer ce mélange. A la sortie du brûleur, le mélange d'air primaire et de poussière est brassé avec l'air secondaire. Le coefficient d'excédent d'air nécessaire pour obtenir une combustion économique est d'autant plus faible que ce brassage est mieux effectué. Le coefficient optimal d'excédent d'air est compris entre 1,2 et 1,25. Le réchauffage de l'air améliore l'économie et l'intensité de la combustion du pulvérisé. On réchauffe habituellement l'air jusqu'à 350 ou 400 °C et parfois jusqu'à 450 °C.

L'avantage essentiel du charbon pulvérisé consiste dans le fait que la surface totale d'une certaine masse de particules est très supérieure à celle de gros morceaux de combustible, pour un même poids. Cela permet d'accroître le pouvoir réactif du combustible et de réduire les pertes de chaleur par combustion chimiquement incomplète et par imbrûlés.

L'emploi du charbon pulvérisé a l'inconvénient de nécessiter un équipement de pulvérisation qui est onéreux par son prix d'achat et son exploitation. Pour cette raison, il est recommandé d'adopter des foyers à pulvérisé pour les installations de moyenne et grande puissance (au-delà de 20 t/h), où l'on dispose de moteurs de réserve et où le prix de revient de l'énergie est faible. On peut utiliser le charbon pulvérisé dans des installations plus petites, à partir de

10 à 12 t/h, si l'on utilise des houilles contenant une forte proportion de matières volatiles.

De même que les foyers à gaz et à mazout, la plupart des foyers à pulvérisé sont des foyers à une seule chambre. Actuellement, on commence également à employer des foyers à deux chambres pour la combustion du charbon pulvérisé. Ces foyers permettent d'obtenir une combustion économique avec un broyage moins fin. Dans la

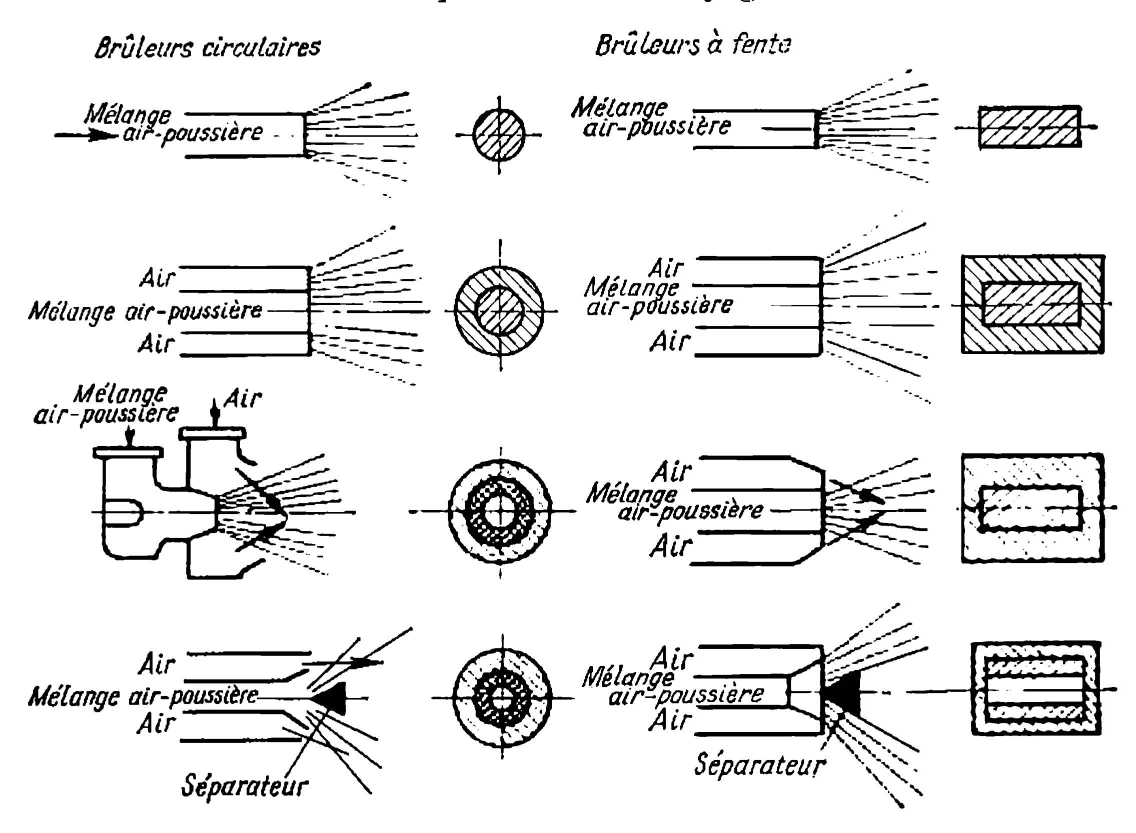


Fig. 88. Schéma de brûleurs à ouvertures circulaires et de brûleurs à fentes, pour combustion de charbon pulvérisé

première chambre, qui est l'*avant-foyer*, cette poussière relativement grossière est brûlée d'une façon intense à des températures de 1 500 à 1 600 °C ou même davantage, et les cendres et scories sont évacuées par voie liquide. Dans la deuxième chambre, qui suit la première, on achève la combustion de la poussière résiduelle et des produits de combustion, à des températures plus basses qui sont de l'ordre de 1 050 à 1 100 °C.

Comme on l'a déjà indiqué, les brûleurs constituent la particularité principale des foyers à pulvérisé. On distingue les *brûleurs à ouvertures circulaires* et les *brûleurs à fente.*

La fig. 88 représente schématiquement les principaux systèmes de brûleurs à ouvertures circulaires et de brûleurs à fentes. Le brû-

leur circulaire le plus simple est constitué par un tube cylindrique par lequel on envoie dans le foyer le mélange d'air primaire et de charbon pulvérisé. L'air secondaire est envoyé dans la chambre du foyer par un deuxième tube. Le brûleur à fente le plus simple diffère du brûleur circulaire par la forme transversale du passage. Dans les brûleurs à fente le passage a la forme d'un rectangle dans lequel le rapport des côtés est de 5 : 1. Les brûleurs modernes contiennent non seulement les tubes destinés à amener le mélange

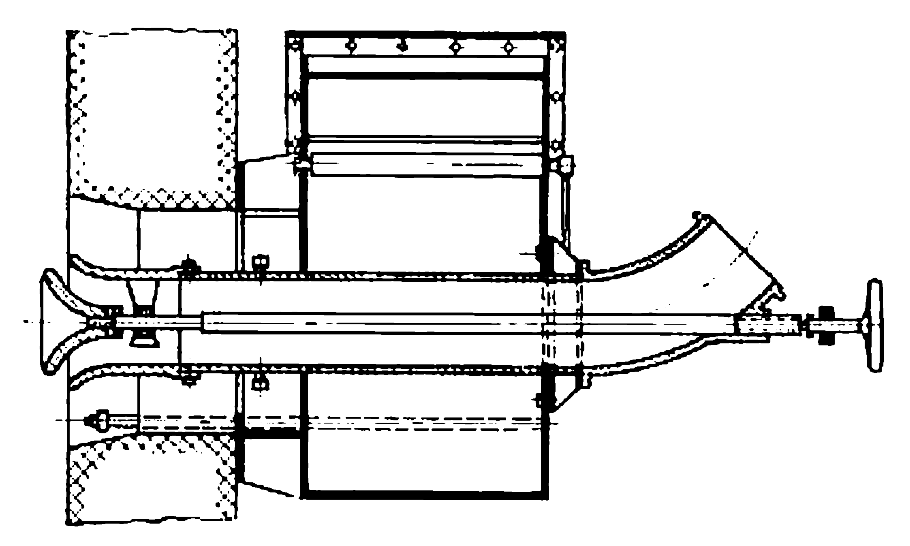


Fig. 89. Brûleur circulaire de l'ОРГРЭС pour charbon pulvérisé, avec arrivée hélicoïdale de l'air secondaire

air-poussière, mais encore un dispositif servant à mélanger l'air avec la poussière de charbon. Par exemple, dans certains types de brûleurs, on installe à la sortie du brûleur un cône séparateur en matière céramique, qui contribue à brasser activement le mélange air-poussière avec l'air secondaire et à accroître la stabilité de la combustion, lorsque la charge est variable. Ce cône sert également à aspirer les produits de combustion dans la région inférieure de la flamme.

La fig. 89 représente le brûleur circulaire de ОРГРЭС, et la fig. 90 représente le brûleur à fente de БПК. Dans le brûleur circulaire, le mélange air-poussière est envoyé dans la chambre du foyer par le tube intérieur et par le passage annulaire compris entre le dispositif séparateur et la pièce de garniture ou d'extrémité du brûleur. L'ouverture angulaire du cône séparateur varie en fonction du charbon brûlé: 120° pour l'anthracite, 90° pour les charbons à flamme et 60° pour les lignites. L'air secondaire est introduit suivant un parcours hélicoïdal.

Dans le brûleur à fente de БПК, le canal du mélange air-poussière comprend un coude d'arrivée et un tuyau intermédiaire avec évase-

ment d'extrémité en fonte, dans lequel se trouve le séparateur. L'air secondaire arrive par un canal extérieur qui entoure le tuyau d'air primaire. Dans ce brûleur, on peut régler la position plus ou moins avancée et l'orientation du séparateur, ainsi que la direction du courant d'air secondaire.

Le débit d'air primaire envoyé aux brûleurs dépend de la proportion de matières volatiles dans le combustible. On recommande les débits d'air primaire suivants, rapportés au débit total calculé:

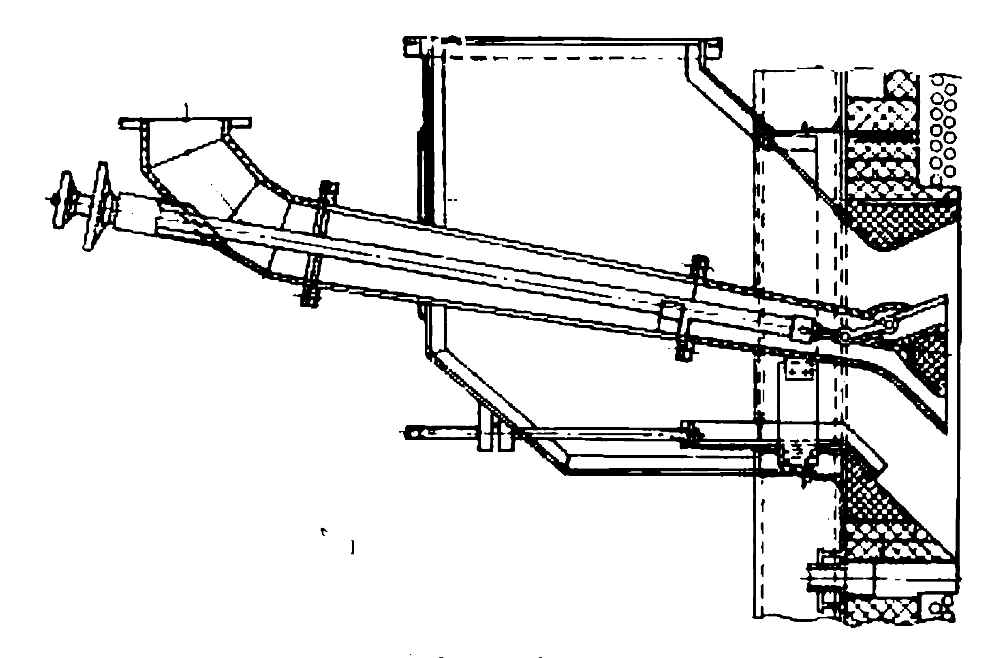


Fig. 90. **Brûleur à fentes du БПК**

15 à 20 % pour l'anthracite et les charbons maigres, et 40 à 45 % pour les lignites. Avec les brûleurs circulaires, on adopte les vitesses suivantes de sortie d'air: 12 à 20 m/s avec l'anthracite et des charbons maigres, et 20 à 26 m/s avec les lignites. Si l'on utilise des brûleurs à fente au lieu de brûleurs à ouverture circulaire, on porte la vitesse de l'air jusqu'à 27-32 m/s pour tous les combustibles.

Pour allumer un foyer à charbon pulvérisé après une période de repos ou une interruption d'alimentation, on allume la poussière de charbon avec des torches à mazout ou à gaz. La flamme de charbon pulvérisé est stable quand la température des produits de combustion à la sortie du foyer est de 950-1 050 °C ou davantage. Lorsqu'on brûle des charbons contenant plus de 30% de matières volatiles dans des foyers à pulvérisé, on peut effectuer le premier réchauffage du foyer ou encore maintenir la température de la chambre pendant les interruptions de fonctionnement des foyers principaux, en utilisant des brûleurs à moufle.

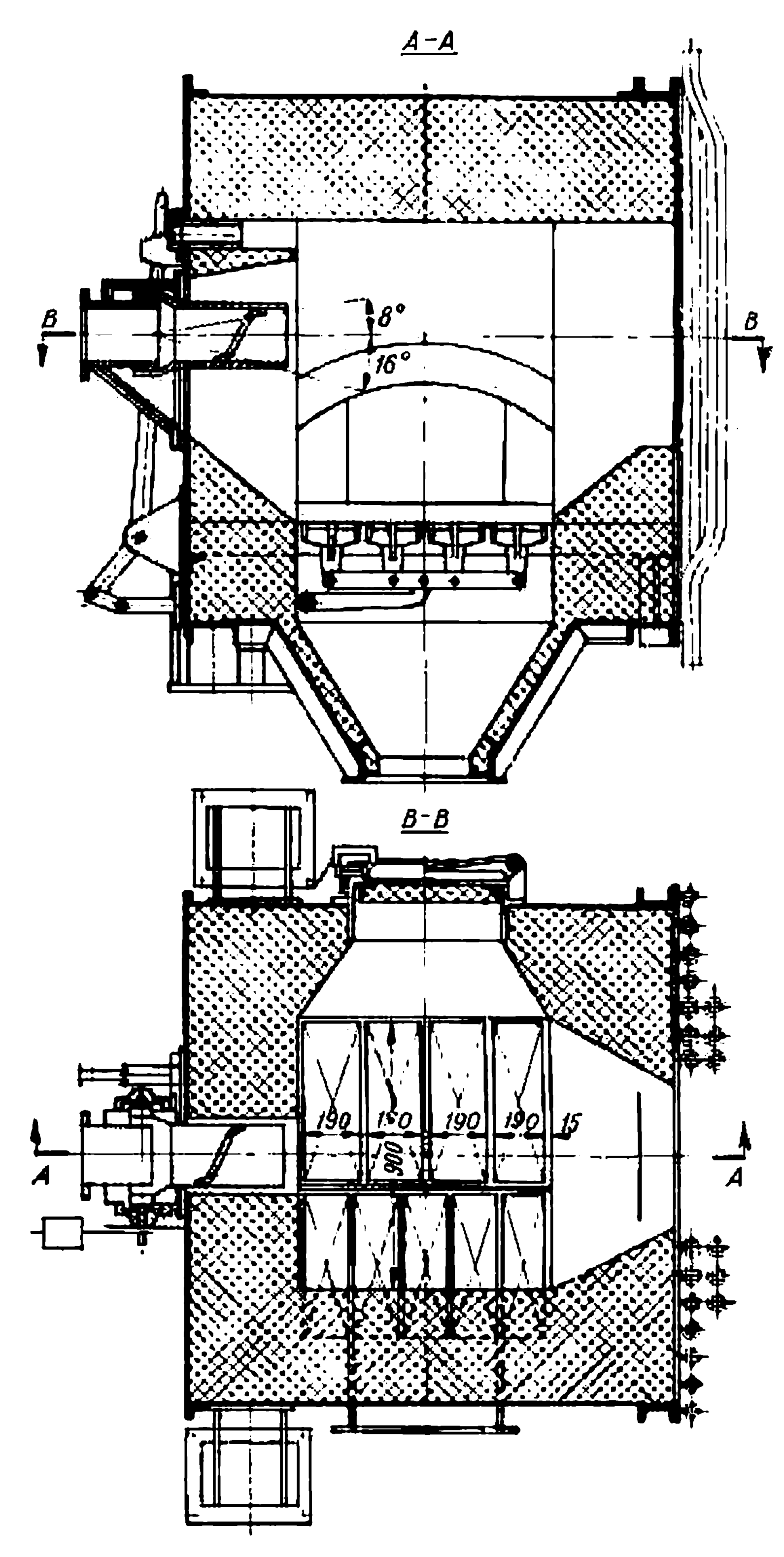


Fig. 91. Brûleur à moufle pour foyer à pulvérisé

Brûleurs à moufle. Les brûleurs à moufle (fig. 91) ne sont pas autre chose que de petits foyers à grille fixe ou basculante, à l'intérieur desquels il n'y pas de surface de chauffe. Les foyers à grille de ces brûleurs sont parfois complétés par des tuyères, qui envoient le charbon pulvérisé au-dessus de la couche de combustible qui brûle sur la grille. On installe les brûleurs à moufle dans les parois du foyer, en dessous des brûleurs à pulvérisé. On calcule la puissance des brûleurs à moufle pour un débit correspondant à 20 ou 25 % du débit du foyer principal. Les charges thermiques sont les suivantes: 10^6 à $1,2 \cdot 10^6$ kcal/m²h pour la surface de grille, et $1,2 \cdot 10^6$ à $1,5 \cdot 10^6$ kcal/m³h pour le volume du foyer.

Foyers à fosse et à broyeur. Les foyers à fosse et à broyeur (fig. 92) sont des foyers dans lesquels la pulvérisation du charbon est simplifiée. On les utilise pour brûler des combustibles contenant une forte

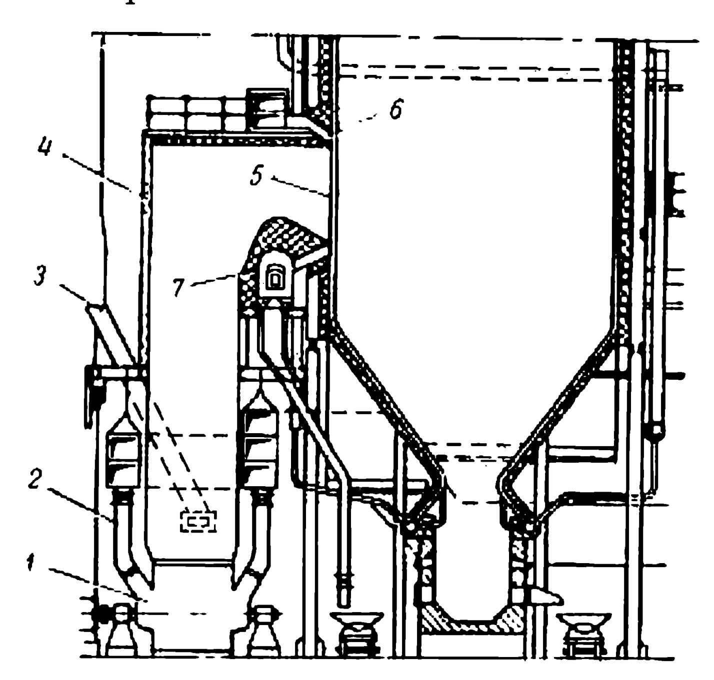


Fig. 92. Foyer à fosse et à broyeur:
1 — broyeur; 2 — arrivée d'air au broyeur 3 — arrivée du combustible brut; 4 — fosse; 5 — embrasure; 6 — tuyère d'air secondaire

proportion de matières volatiles (plus de 30 %), en particulier les lignites et les schistes combustibles. Ils comprennent la chambre du foyer, ou chambre de combustion et la fosse qui contient les broyeurs à sa partie inférieure. Les fosses sont placées le plus souvent devant la face frontale du foyer. Le combustible humide, qui est en morceaux de 15 à 25 mm, est envoyé à mi-hauteur dans la fosse et tombe sur les marteaux ou pièces de choc du broyeur rotatif. On envoie dans la partie basse de la fosse un débit d'air chaud représentant 60 à 70 % du débit total. A travers une ouverture aménagée dans la

paroi frontale du foyer et appelée embrasure, cet air entraîne dans le foyer le combustible qui a été broyé dans le broyeur et séché au cours de son déplacement. La fosse constitue un système particulier de séparateur de poussière de charbon. C'est pourquoi les plus petits morceaux de combustible sont seuls entraînés dans la chambre du foyer. On donne à l'air une vitesse comprise entre 2 et 3 m/s dans la fosse, pour entraîner les particules inférieures à 0,5 mm. L'air est introduit dans la fosse à travers le broyeur, tangentiellement au cercle décrit par le rotor, ou bien axialement depuis les extrémités de la machine. La vitesse de l'air primaire à l'entrée dans le foyer est de 4 à 6 m/s.

L'air secondaire est envoyé dans la chambre du foyer à travers des tuyères situées au-dessus et au-dessous de l'embrasure. La vitesse de cet air est de 20 à 40 m/s.

A cette vitesse, l'air secondaire se mélange très bien avec la poussière introduite dans la chambre de combustion par l'air primaire.

La température de l'air envoyé dans la fosse est choisie en fonction de l'humidité initiale du combustible. Cet air de soufflage est réchauffé jusqu'à 400 °C pour des lignites ayant une humidité initiale d'environ 50 % et jusqu'à 250 ou 350 °C seulement pour des combustibles moins humides. A la sortie de la fosse, on maintient la température d'air de 60 à 70 °C, et l'on réduit l'humidité du combustible jusqu'à 5-7 % au-dessus de l'état hygrométrique de l'air. Ces foyers sont très répandus en Union Soviétique grâce à la simplicité de leur construction, à leur faible consommation d'énergie pour broyage et au faible encombrement de l'équipement de préparation du pulvérisé.

Foyers pneumatiques de Cherchnev. On utilise les foyers tourbillonnaires de Cherchnev pour brûler la tourbe fraisée et d'autres combustibles broyés grossièrement et contenant une forte proportion de matières volatiles (55 à 65 %). Ces foyers (fig. 93) peuvent brûler la tourbe fraisée, la sciure de bois, certains déchets végétaux et d'autres combustibles en particules pouvant atteindre 5 mm ou davantage.

Le combustible est entraîné dans le foyer par l'air primaire à travers des brûleurs à fente, qui sont placés dans la partie supérieure de la face frontale, ou dans le plafond d'un avant-foyer. Le débit d'air primaire est de 15 à 20 %. La plus grande partie de l'air (80 à 85 %) est envoyée dans la partie inférieure du foyer, à travers des fentes d'éjection. Cette partie du foyer a la forme d'un entonnoir dont deux parois sont verticales et les deux autres inclinées. A la base de cet entonnoir, se trouve une petite grille constituée par des éléments basculants ou mobiles. Vitesse de sortie de l'air secondaire à travers les fentes d'éjection : 30 à 40 m/s avec de l'air froid et 60 à 70 m/s avec de l'air chaud. La turbulence de l'air secondaire introduit dans

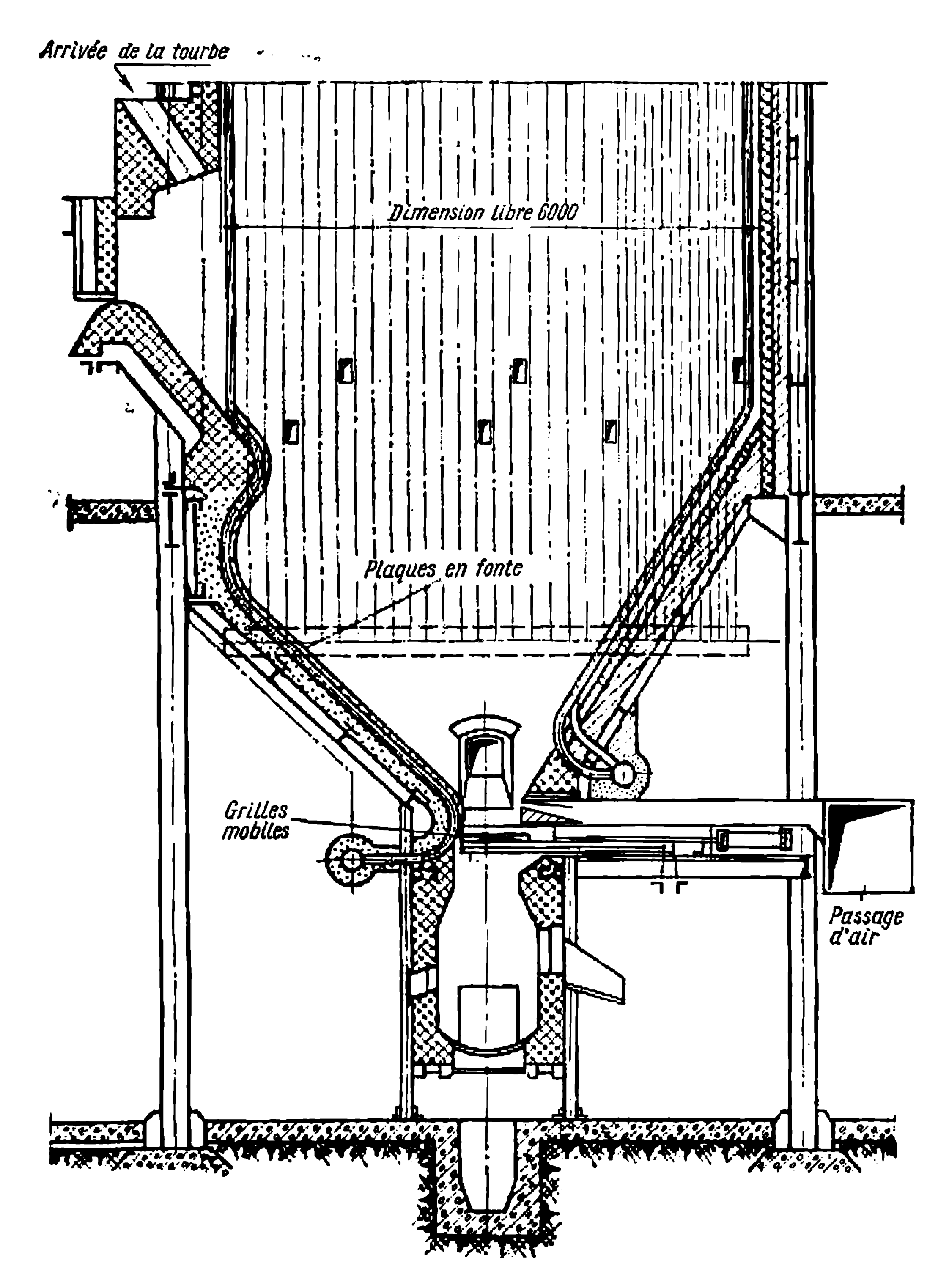


Fig. 93. Foyer pneumatique de Cherchnev

la partie basse du foyer soulève les particules de combustible et les entraîne suivant des trajectoires courbes et par suite allongées, sur lesquelles se fait la combustion. Les cendres de combustible sont presque entièrement entraînées dans les passages de fumée de l'ensemble de chaudière. Les plus gros morceaux tombent sur la grille, sont encore consumés, et les scories tombent ensuite dans la fosse ou cendrier. Les foyers de Cherchnev sont employés dans des ensembles de chaudière ayant des débits de 4 à 75 t/h.

Foyers cyclones. Les foyers cyclones, ou foyers tourbillonnaires, sont des foyers à deux chambres qui comprennent un avant-foyer de type cyclone et une deuxième chambre. La plus grande partie du combustible brûle dans l'avant-foyer, et la combustion des produits gazeux de cette combustion incomplète s'achève dans la deuxième chambre. La deuxième chambre sert également à refroidir les produits de combustion jusqu'à une température à laquelle les surfaces de chauffe par convection ne peuvent plus être encrassées par les scories. L'avant-foyer est une chambre cylindrique disposée horizontalement ou verticalement relativement à la chambre secondaire (voir fig. 77). Le brûleur, qui est du type hélicoïdal, est installé sur une face de l'avant-foyer. La face opposée est percée d'une ouverture à travers laquelle les produits de combustion passent dans la deuxième chambre. Le diamètre de cette ouverture est égal habituellement à 0,4 à 0,5 fois le diamètre de l'avant-foyer. Le combustible concassé est envoyé au brûleur de l'avant-foyer par l'air primaire, dont le débit relatif est de 15 % et la vitesse de sortie de 30 à 35 m/s. L'air secondaire (85 %) est envoyé tangentiellement par des tuyères que porte la génératrice supérieure de l'avant-foyer cylindrique, sur les deux tiers de la longueur de l'avant-foyer. La vitesse de sortie de l'air secondaire est de 130 à 150 m/s.

La fig. 94 représente schématiquement un foyer cyclone БКЗ-ЦКТИ, construit par l'usine de chaudières de Barnaoul.

L'ouverture de sortie des gaz hors de l'avant-foyer se trouve au centre de l'extrémité de la première chambre. Il en résulte que les grosses particules ne peuvent pas tomber dans cette ouverture avant achèvement de leur combustion. Le courant d'air et des gaz de combustion refoule ces particules vers les parois de la chambre cyclone. Ce mode de fonctionnement a pour effet de mélanger et brûler très activement le combustible. Les températures des gaz sont voisines des températures théoriques, grâce à quoi les cendres sont liquides. Les cendres fondues s'écoulent sur la partie inférieure des parois réfractaires du cyclone et tombent dans la cuve à scories liquides à travers une ouverture. On évacue de cette façon 75 à 90 % des cendres. Le reste des cendres passe en partie dans la deuxième chambre et est entraîné dans les passages des fumées. Le système tourbillonnaire de combustion permet aux foyers cyclones de brûler d'une façon économique des charbons qui sont grossièrement concassés.

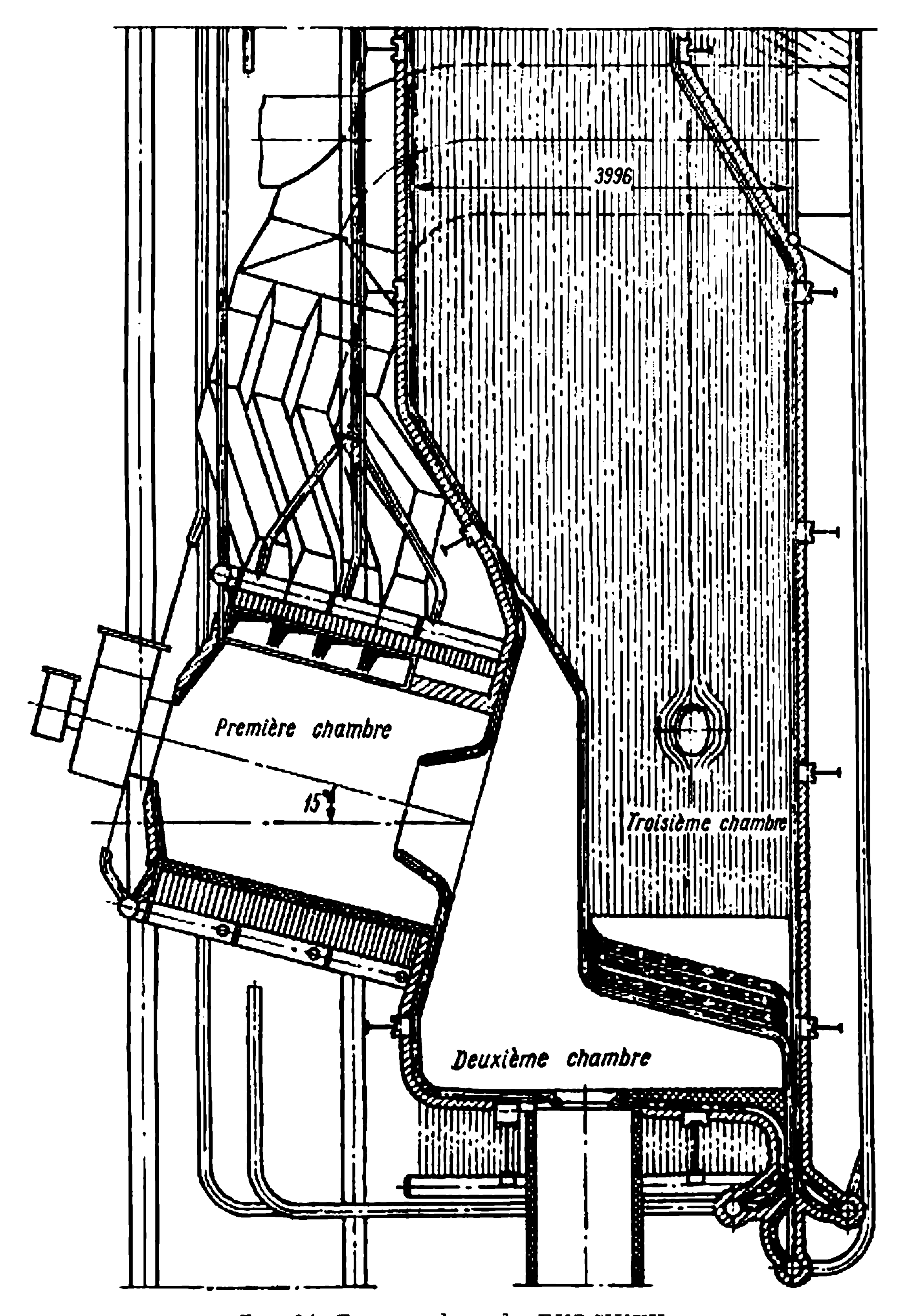


Fig. 94. Foyer cyclone du БКЗ-ЦКТИ

§ 7. Foyers à grilles pour combustibles solides

Foyers semi-mécaniques à grilles fixes. Les petites installations de chaudières, prévues pour un débit ne dépassant pas 10 t/h, utilisent des foyers semi-mécaniques à grilles fixes. Les anciennes

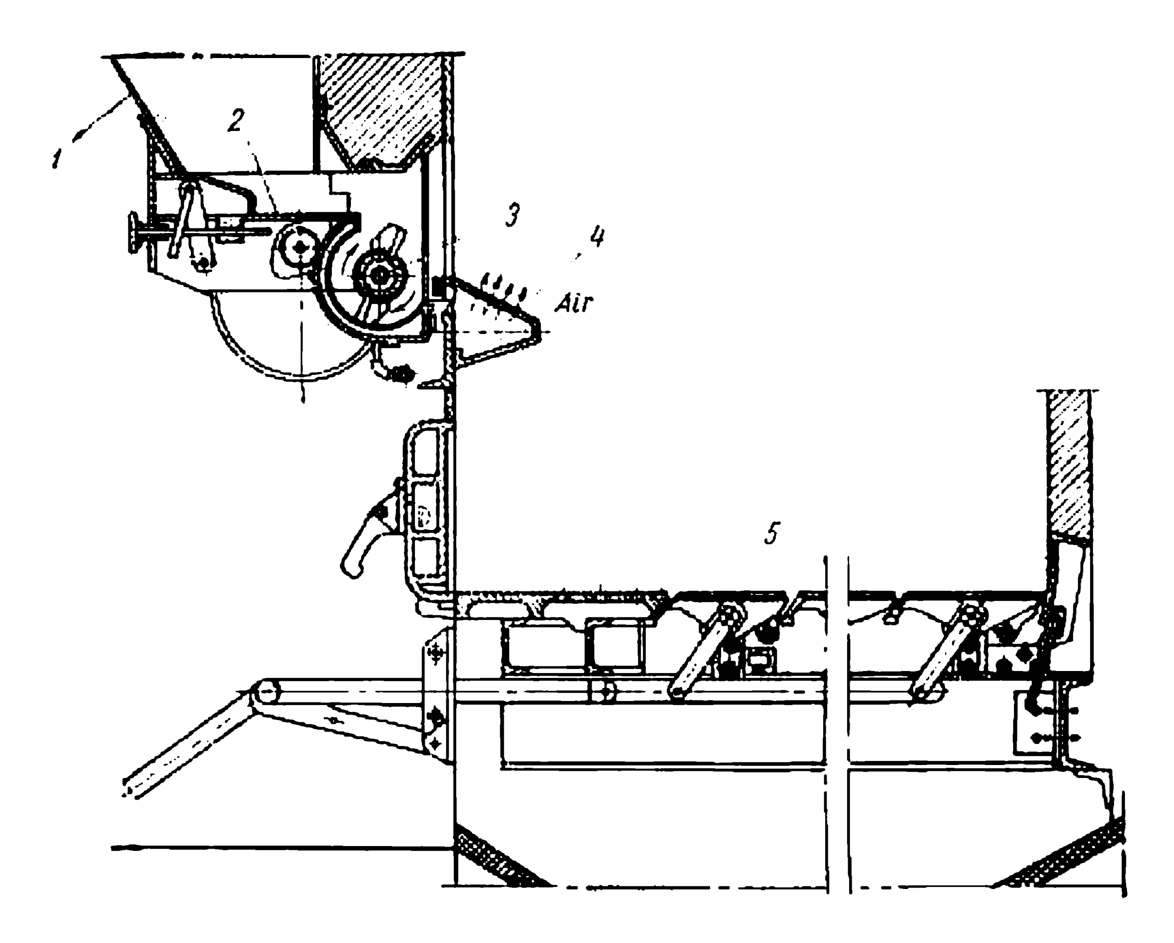


Fig. 95. Foyer avec chargement mécanique du combustible sur une grille horizontale fixe :
1 — caisson d'alimentation ; *2* — alimenteur (chargeur) ; *3* — mélangeur rotatif ; *4* — arrivée d'air ; *5* — grille

installations possèdent parfois des foyers à grilles fixes avec chargement manuel du combustible et à enlèvement manuel des résidus de combustion. Le service de ces installations demande beaucoup de main-d'œuvre. Aussi, pour toutes les nouvelles installations de chaudières, on prévoit un équipement plus ou moins mécanisé des foyers.

Ce manuel abrégé décrira seulement deux types de foyers semi-mécanisés, qui sont actuellement très employés en Union Soviétique : foyers à chargeurs et à grilles horizontales fixes (fig. 95) et foyers à

fosse et à grille inclinée (fig. 96). Pour permettre une comparaison, on a représenté sur la fig. 97 un foyer à chargement manuel, qui est encore employé dans certaines entreprises.

Les chambres de combustion de tous les foyers à grilles sont divisées en deux parties inégales dans le sens de la hauteur. Dans la plus petite partie, qui se trouve sous la grille, on aménage habituellement un caisson ou soute destiné à recevoir les résidus lors des nettoyages ainsi que les petits morceaux de combustible qui tombent

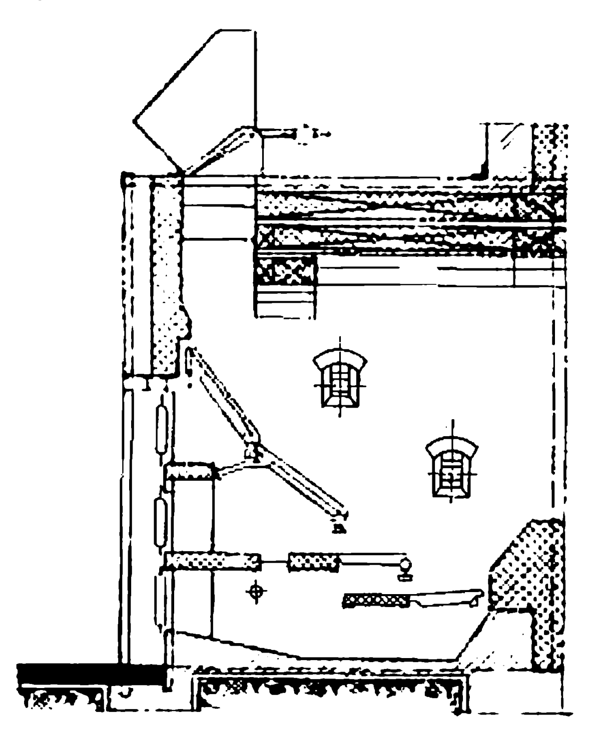


Fig. 96. Foyer à fosse pour tourbe en morceaux

à travers la grille. L'espace situé sous la grille sert également de chambre d'arrivée d'air et de ventilation. Il sert à répartir l'air dans toute l'étendue du combustible qui brûle sur la grille. La partie supérieure, qui est la plus grande et se trouve au-dessus de la grille, constitue la chambre de combustion proprement dite. C'est dans cette chambre que brûlent les substances volatiles libérées par le combustible et les petits morceaux de combustible entraînés par l'air et les produits de combustion.

Dans les foyers à grilles fixes, les grilles peuvent être constituées par des *plaques* (fig. 98) ou par des *barreaux* (fig. 99). Les éléments de grilles sont posés sur des longerons en fonte ou en acier, qui sont fixés dans les murs ou dans la charpente du foyer. Les meilleures grilles à barreaux utilisent des barreaux à profil spécial et *à faible écartement* (fig. 100) qui permettent de réduire considérablement

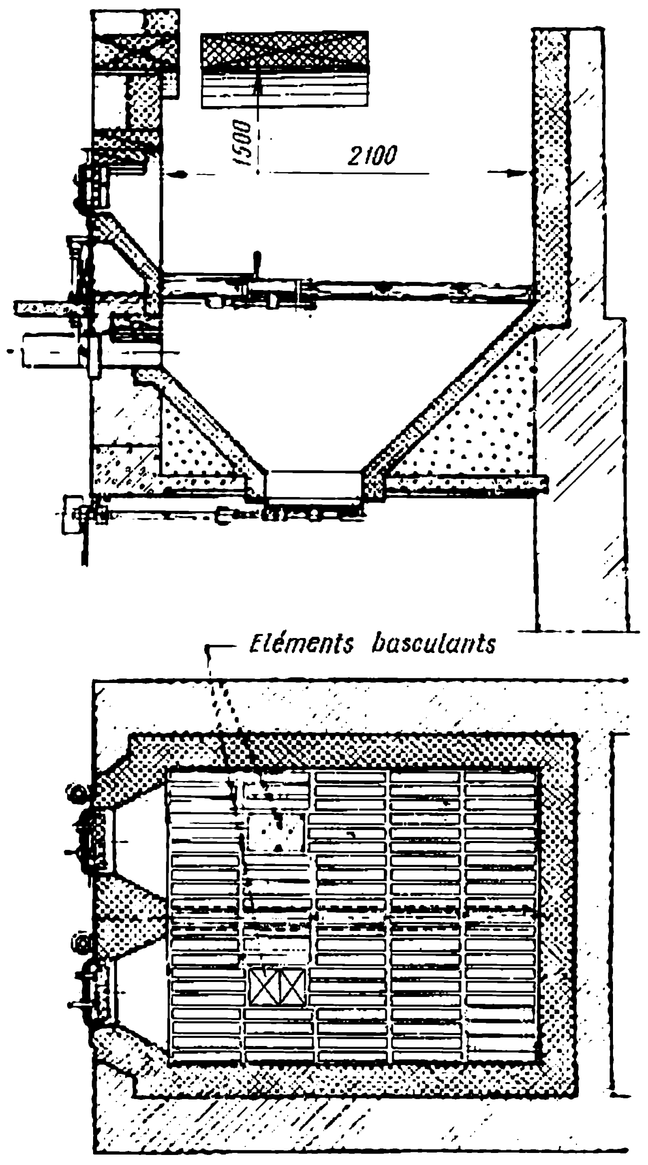


Fig. 97. Foyer à grille fixe horizontale pour lignite humide. Conduite de la chauffe à la main

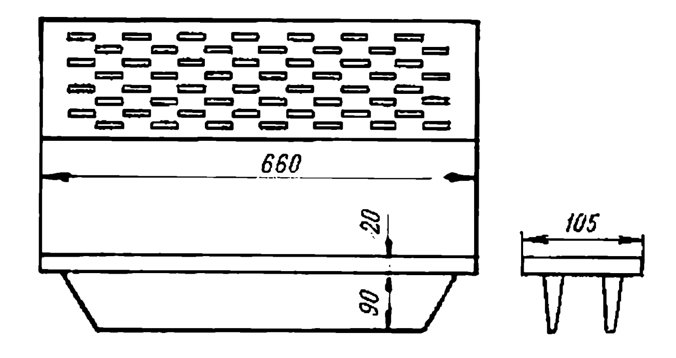


Fig. 98. Plaque de grille pour foyer à grilles fixes

les pertes de petits morceaux de combustible. L'usine de chaudières de Biisk fabrique des grilles à barreaux resserrés sous la forme de groupes rotatifs.

On voit sur la fig. 95 un foyer dont la grille est constituée par des barreaux resserrés et est complétée par un chargeur ou alimenteur pneumatique et mécanique. Les ouvertures existant dans les plaques et entre elles servent à faire passer dans la couche de combustible (qui se trouve sur ces plaques) l'air de combustion, qui

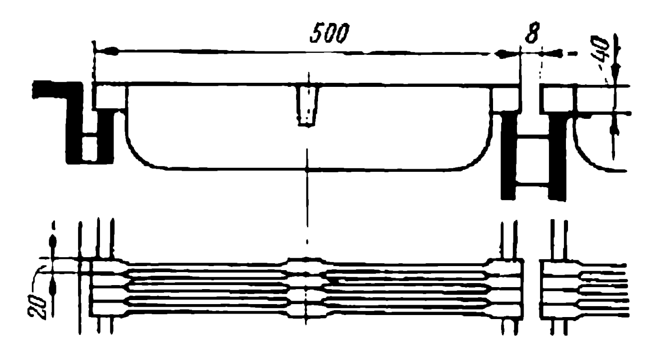


Fig. 99. Barreaux de grille pour foyers à grilles fixes

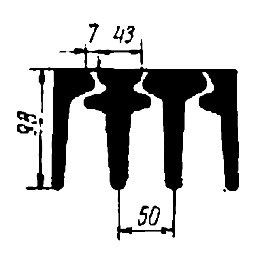


Fig. 100. Barreaux de grille du type resserré pour foyers à grilles fixes

est envoyé dans l'espace compris sous la grille. La somme des surfaces des ouvertures exprimée en pour cent par rapport à la surface totale de la grille est appelée la *section vive* ou la *surface nette.*

Les installations industrielles utilisent beaucoup les éléments de grille ayant une faible surface nette (5 à 10 %) et les barreaux resserrés. La perte de charge de ventilation provoquée par ces éléments est insignifiante; habituellement, elle ne dépasse pas 10 % de la surpression existant sous la grille.

Pour pouvoir brasser la couche de combustible (ringarder) dans les foyers précédents, on installe des portes servant au *chargement* et au *ringardage.* Ces portes sont placées à 200-300 mm au-dessus des grilles. Chaque porte est disposée de façon à pouvoir charger et ringarder une largeur de grille de 1 à 1,2 m. Il est recommandé de donner aux grilles une longueur de 3,5 à 4 m, si le chargement est mécanique, et de 1,5 à 2,1 m, si le chargement est manuel. Il faut donner à la chambre du foyer une hauteur minimale de 2 à 2,5 m, afin de réduire la quantité de fines particules de combustible entraînées dans les passages des fumées des chaudières.

La combustion des combustibles solides disposés en couches sur une grille fixe se fait de la façon suivante. On charge périodiquement le combustible frais au-dessus du combustible déjà introduit qui est en cours de combustion. L'air de combustion est apporté au combustible de la partie de la chambre située sous la grille. Les

produits de la combustion du combustible inférieur traversent le combustible frais de la couche supérieure et réchauffent ce combustible. Le combustible frais est également réchauffé par le contact avec la couche qui brûle. Le combustible frais se réchauffe et se dessèche. Ensuite, il commence à dégager les matières volatiles gazeuses, qui s'enflamment immédiatement et brûlent en partie dans la couche de combustible et en partie au-dessus. Pendant ce temps, le combustible chargé antérieurement achève de brûler sous la forme de coke (carbone) et il ne reste sur la grille que les cendres et les morceaux de carbone non oxydés. En d'autres termes,

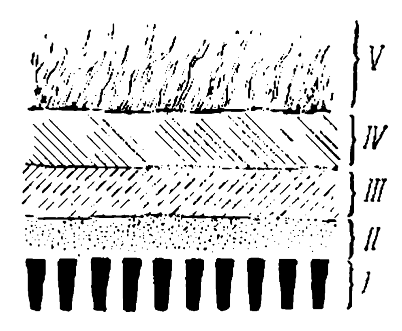


Fig. 101. Disposition des couches de scories, de coke et de combustible frais sur une grille en régime stationnaire de combustion :
I — éléments de grilles ; *II* — scories ; *III* — coke ; *IV* — combustible frais ; *V* — produits de combustion

les divers *stades* (phases) successifs de la combustion se produisent simultanément sur une grille fixe : réchauffage, séchage, dégagement et inflammation des matières volatiles combustibles, combustion active du coke et achèvement de combustion du coke dans les résidus.

La fig. 101 représente schématiquement la disposition des couches de scories, de coke et de combustible frais conventionnellement choisies sur une grille, en régime stationnaire de combustion. On a indiqué également au-dessus de la couche combustible les flammes produites par la combustion.

La combustion, dans laquelle tous les stades du phénomène sont confondus, est souvent appelée combustion *globale* ou combustion *sans stade* (*sans phase*).

Dans ce système, il est impossible de régler l'envoi d'air de façon à obtenir une combustion progressive (combustion par stades), car cette dernière exige des quantités d'air diverses.

On a déterminé expérimentalement le débit d'air qui correspond aux pertes minimales dans l'ensemble de chaudière. Le coefficient d'excédent d'air qui correspond à ce débit, est appelé le coefficient optimal. La valeur moyenne du coefficient optimal d'excédent d'air est de 1,4 à 1,6 pour les foyers à grilles fixes. Cette valeur est elle-même maximale comparativement aux excédents d'air qui

conviennent aux foyers mécanisés (qui sont plus parfaits). La limite supérieure précitée concerne les anthracites et charbons maigres non triés, et la limite inférieure concerne les anthracites triés et les charbons contenant une forte proportion de matières volatiles. Il faut remarquer que les valeurs indiquées ci-dessus pour le coefficient d'excédent d'air comprennent l'air qui est aspiré dans le foyer à travers les portes.

Le chargement du combustible frais sur une couche de combustible brûlant présente des avantages. On réalise ainsi ce qu'on appelle l'*allumage inférieur* du combustible. Avec un grand débit d'air et l'allumage inférieur, la flamme ne se décolle pas du combustible brûlant. Dans certains foyers spéciaux à forte charge, cela permet d'activer la combustion.

Lorsqu'on brûle sur une grille un combustible contenant peu de matières volatiles, la température augmente fortement dans la couche combustible. La température de cette couche est souvent supérieure à la température de fusion des cendres de ce combustible. Il en résulte que les cendres fondent et s'agglomèrent en dessous, contre les éléments de grille. Les passages aménagés dans la grille peuvent alors être engorgés par des cendres fondues (des scories). Pour éviter cet inconvénient, on étend sur la grille lors de l'allumage une mince couche de scories froides prises dans les terrils (accumulations de résidus de combustion). Dans ce cas, les cendres fondues tombent sur la couche de scories froides et se solidifient sur cette couche en formant une couche poreuse. Les scories protègent les éléments de grille contre un échauffement excessif. De plus, grâce à leur porosité, elles constituent un assez bon répartiteur de l'air envoyé dans le combustible. L'air lui-même refroidit les scories et se réchauffe, ce qui intensifie la combustion. Il n'est pas recommandé de donner à la couche de scories sur la grille une épaisseur supérieure à 200-300 mm, car cela augmenterait fortement la résistance opposée à l'écoulement d'air.

Les foyers à grilles fixes doivent être périodiquement débarrassés des scories et autres résidus de combustion. Dans les installations très vieilles, on évacue les scories à travers les portes sur le plancher de la salle où se trouve l'installation, ce qui augmente considérablement les difficultés du service. Dans les installations plus perfectionnées, les scories enlevées des grilles tombent directement dans une chambre située en dessous. Pour cela, on fait tourner deux ou trois éléments de grille (fig. 97). Dans les installations très récentes, on peut faire tourner tous les éléments par groupes, ce qui facilite le service (fig. 95).

On utilise deux types de chargeurs, les chargeurs mécaniques et les chargeurs pneumatiques, pour déverser des charbons de chauffe sur les grilles fixes dans les installations de chaudières fixes.

L'emploi de chargeurs exclusivement mécaniques répartit le charbon d'une façon non uniforme (grosseur non uniforme des morceaux) dans le sens de la longueur de la grille. Les plus gros morceaux tombent à l'extrémité de la grille, et les petits morceaux tombent dans le voisinage du chargeur.

Dans les chargeurs pneumatiques de combustible (fig. 102) au lieu de la force produite par les chocs des organes éjecteurs on utilise

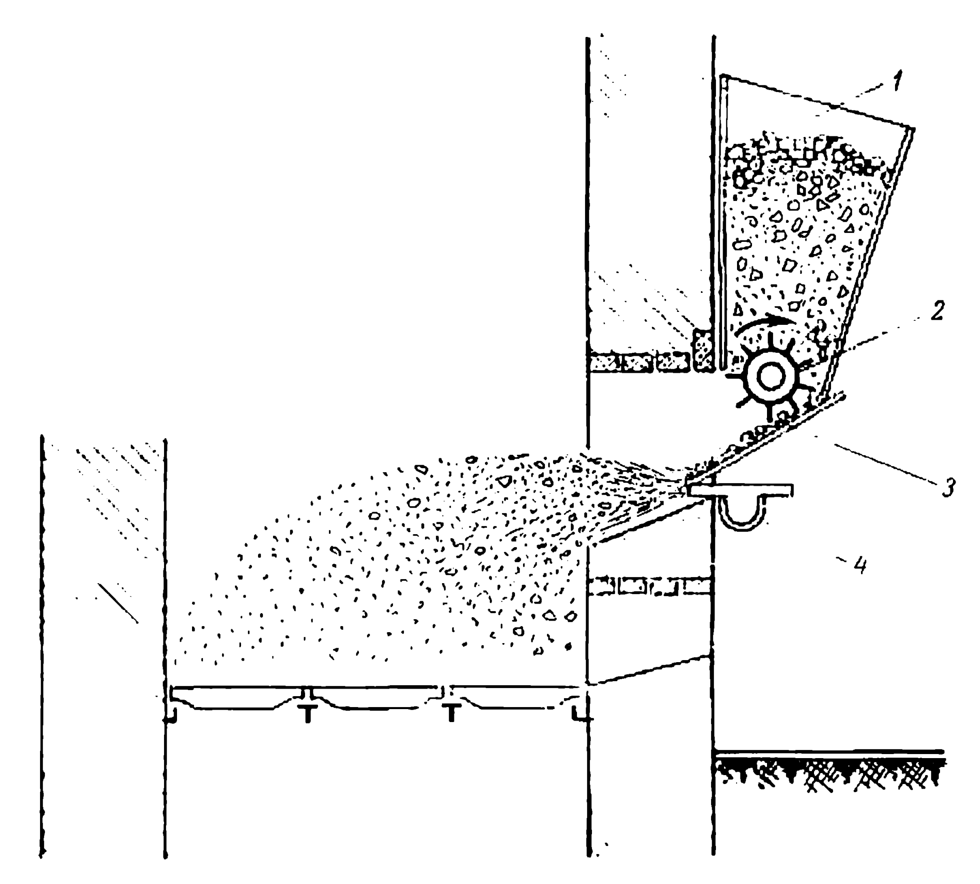


Fig. 102. Chargeur pneumatique de combustible:
1 — caisson d'alimentation; *2* — chargeur; *3* — table déflectrice; *4* — collecteur d'air à tuyères

l'énergie cinétique de l'air refoulé par un ventilateur dans un collecteur distributeur. Le charbon qui provient du caisson d'alimentation est envoyé par un tambour à ailettes sur une plaque inclinée. L'air débité par un collecteur à travers des tuyères est dirigé sur le combustible, qu'il projette sur la grille. Celle-ci est située à 400-800 mm en dessous des tuyères. L'air sort des tuyères à une vitesse de 60 à 90 m/s. Le charbon est réparti sur la grille d'une façon non uniforme en ce qui concerne la grosseur des morceaux, aussi bien avec des chargeurs pneumatiques qu'avec des chargeurs mécaniques. Mais avec des chargeurs pneumatiques, les gros morceaux tombent dans

le voisinage du chargeur, tandis que les petits sont envoyés à l'extrémité de la grille.

On atténue cette irrégularité de chargement en employant à la fois des chargeurs mécaniques et des chargeurs pneumatiques dans une même installation. Cette combinaison constitue un chargement pneumo-mécanique (fig. 95). Les chargeurs pneumo-mécaniques sont très employés en Union Soviétique.

Tous les types de chargeurs fonctionnent efficacement et économiquement quand on brûle des combustibles à forte proportion de matières volatiles. Par contre, leur emploi n'est pas avantageux avec les anthracites et les charbons maigres, car il augmente considérablement les pertes de chaleur par imbrûlés, du fait qu'une quantité considérable de particules fines de combustibles sont entraînées dans les passages des fumées.

Les foyers à fosse. Les foyers à fosses servent à brûler des combustibles à faible pouvoir calorifique, à volume spécifique élevé et à forte humidité. On les emploie pour brûler la tourbe en morceaux, le bois et certaines variétés de lignites. Leur emploi dans de petites installations (en remplacement de foyers à grilles horizontales et à chauffe manuelle) réduit les dépenses de chargement, grâce à une mécanisation partielle du travail.

Dans les foyers à fosses destinés à brûler de la tourbe en morceaux (fig. 96), on installe des grilles inclinées à 45-50°. Dans le sens de la longueur, on installe généralement deux rangées d'éléments. En plus des éléments à forte inclinaison, on installe également dans ces foyers une ou deux rangées d'éléments horizontaux ou très faiblement inclinés. Les éléments horizontaux sont placés plus bas que les éléments inclinés et constituent un prolongement naturel de la grille. Les éléments inclinés sont généralement des plaques à ouvertures allongées et à section vive importante (20 à 30%). On fait périodiquement des taillades dans les scories à travers les ouvertures allongées.

L'air est envoyé à la grille par zones, c'est-à-dire en plusieurs écoulements parallèles. La première et la deuxième zone concernent les éléments de la grille à forte pente. Dans ces deux zones, la tourbe se réchauffe, se dessèche superficiellement et s'enflamme partiellement. Aussi on n'envoie qu'un faible débit d'air dans cette région. La troisième zone se trouve sous les éléments horizontaux. C'est la principale région de combustion, et c'est pourquoi l'écoulement d'air principal est envoyé sous les éléments horizontaux. Habituellement, on refoule l'air dans cette zone sous une pression de 40 à 60 mm d'eau. Dans les deux premières zones, l'air est aspiré par la dépression produite par les ventilateurs de tirage.

Les foyers dans lesquels les grilles sont inclinées relativement aux surfaces de chauffe sont habituellement situés à l'extérieur.

Cela permet d'accroître la température des gaz dans la chambre de combustion et de brûler d'une façon stable des tourbes et des lignites très humides.

On introduit la tourbe dans un foyer à fosse par le caisson à combustible et par la fosse située sous ce caisson. Au fur et à mesure que brûlent les couches inférieures, la tourbe descend dans la fosse puis progresse sur les grilles inclinées sous son propre poids, ce qui facilite beaucoup le travail des chauffeurs. Au moyen d'une voûte limitante on charge la tourbe sur une épaisseur de 400 à 800 mm, qui varie avec l'humidité initiale et la grosseur des morceaux. La plus forte épaisseur concerne la tourbe très humide et contenant très peu de fines.

En envoyant l'air séparément dans les diverses zones, d'une façon correspondant aux divers stades de la combustion et en entraînant la tourbe continuellement dans le milieu de la fosse, on peut obtenir une combustion plus uniforme et plus économique dans ces foyers que dans les foyers à grilles horizontales. Les foyers à fosse ont l'inconvénient de pouvoir accumuler une quantité de chaleur considérable, du fait qu'ils contiennent une grande quantité de combustible. Cela réduit la souplesse de la conduite de la chaudière, en régime à charge variable. Au maximum une fois par jour, on nettoie ces foyers, en évacuant presque complètement la masse de tourbe. Ce nettoyage, qui est manuel, a pour but d'éliminer les paquets de scories qui adhèrent aux éléments des grilles et à la maçonnerie. Cependant dans ces mêmes foyers, on élimine la plus grande quantité des scories et des cendres d'une façon assez fréquente, sans troubler fortement la combustion.

Pour brûler les déchets de bois, on réduit l'inclinaison des grilles dans la première et la deuxième zone. Pour brûler les lignites, on emploie des grilles ayant une forme en échelons.

Foyers mécanisés à grilles mobiles. Les foyers *à grilles à chaîne*, ou *grilles sans fin*, font partie des plus parfaites installations entièrement mécanisées et destinées à brûler des combustibles solides. Les autres types de foyers mécanisés destinés à brûler le combustible en couches, et qui comprennent en particulier les foyers à grilles à mouvement alternatif, sont d'un emploi moins général et sont également moins économiques. Aussi, il n'en sera pas question dans ce manuel abrégé.

Une grille sans fin est constituée par une bande sans fin qui est tendue sur des poulies et barbotins de tension, montés sur l'arbre avant et l'arbre arrière. La fig. 103 est une coupe longitudinale à travers une grille sans fin à barreaux resserrés de l'usine de foyers de Koussinsk. La grille proprement dite est constituée par des éléments resserrés, laissant entre eux des intervalles très étroits. L'organe de traction de la grille est constitué par deux séries de maillons

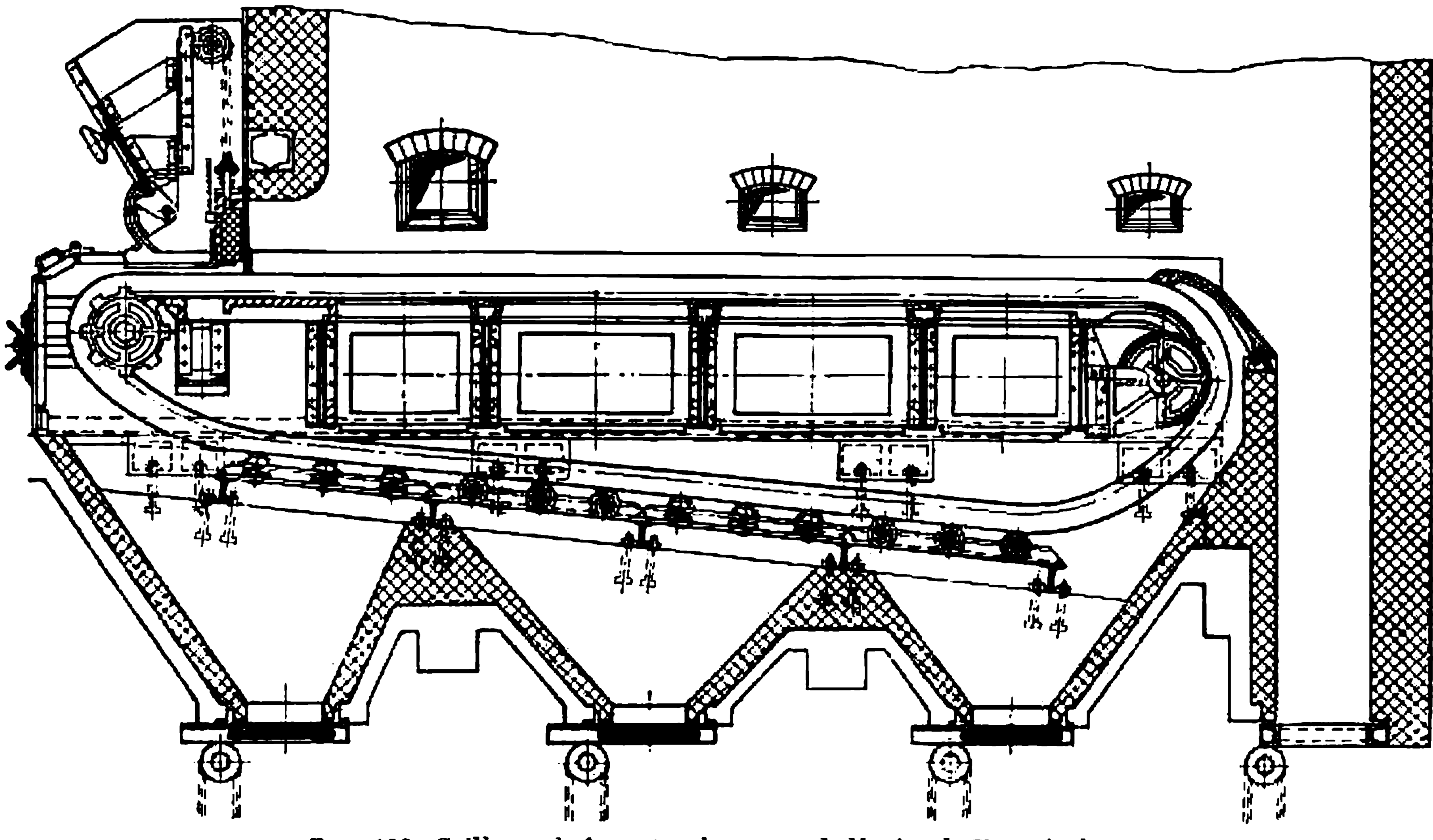


Fig. 103. Grille en chaînes et en barreaux de l'usine de Koussinsk

plats parallèles, qui passent sur les barbotins de l'arbre avant et sur les poulies de l'abre arrière. Par des galets de roulement, la grille repose sur des poutres sur lesquelles elle se déplace. L'arbre arrière est l'arbre entraîné, et l'arbre avant est l'arbre d'entraînement. Celui-ci est entraîné lui-même par un électromoteur, par l'intermédiaire d'un réducteur et d'une boîte de vitesses. On peut faire varier la vitesse de la grille de 2 à 25 m/h. Entre la bande supérieure et la bande inférieure de grille, on aménage quatre compartiments de soufflage ou ventilation, qui sont munis de soupapes régulatrices. L'arrivée d'air dans ces compartiments peut se faire à droite ou à gauche de la grille. Cette arrivée d'air est double (bilatérale) lorsque la largeur de grille dépasse 3 m. Les grilles de ce type comportent des panneaux de refroidissement qui sont insérés dans le circuit d'eau de l'ensemble de chaudière. Ces panneaux sont placés contre les murs latéraux du foyer, à hauteur de la couche combustible, ce qui protège la maçonnerie contre toute détérioration. Les éléments de grilles sont de petits barreaux en fonte, qui sont resserrés et fixés entre les deux chaînes sans fin, de façon que chacun d'eux recouvre en partie le suivant à la façon d'une série d'écailles. Lorsque les barreaux de grilles passent sur les poulies de l'arbre arrière, ils tournent dans leurs supports, ce qui élargit les intervalles qui les séparent. Cela a pour effet de débarrasser partiellement ces éléments des scories adhérentes. Pour améliorer le fonctionnement de la partie arrière, on prévoit souvent des organes spéciaux *d'enlèvement des scories.*

La fig. 104 représente un tel organe (décrasseur) et les barreaux de grilles au franchissement de l'arbre arrière. Les décrasseurs retardent le glissement des scories des barreaux de grilles, ce qui accroît l'épaisseur de la couche de scories à l'extrémité de la grille. Il en résulte une combustion plus complète du carbone contenu dans les résidus de combustion. Derrière les décrasseurs, on installe les caissons ou soutes à scories qui reçoivent les déchets de combustion. A côté de ces soutes, sous la grille, on place d'autres caissons, destinés à recevoir les paquets de scories et de combustible non brûlés qui ne tombent pas dans les soutes à scories proprement dites. Les barreaux de grilles se refroidissent pendant le déplacement de la bande inférieure de la grille sur ces caissons, ce qui accroît leur durée de service.

Au-dessus de la partie antérieure et supérieure de la grille, on installe un petit godet de chargement muni d'une fermeture à secteur pour interrompre l'alimentation de la grille. On règle la hauteur de la couche de combustible sur les barreaux et le débit de combustible à l'aide d'un registre à mouvement vertical situé au-dessus de la grille, à côté du godet de chargement.

Dans les foyers à grilles sans fin, la couche de combustible se déplace en même temps que les barreaux. Autrement dit, elle est immobile relativement aux barreaux. Le combustible déposé sur la partie antérieure de la grille progresse avec celle-ci et subit successivement les stades suivants de la combustion : réchauffage, séchage, décomposition en matières volatiles et en coke, combustion des gaz d'une part et du coke d'autre part et achèvement de la combustion du charbon contenu dans les résidus. Le débit d'air principal est consacré à la combustion des matières volatiles et du coke, et

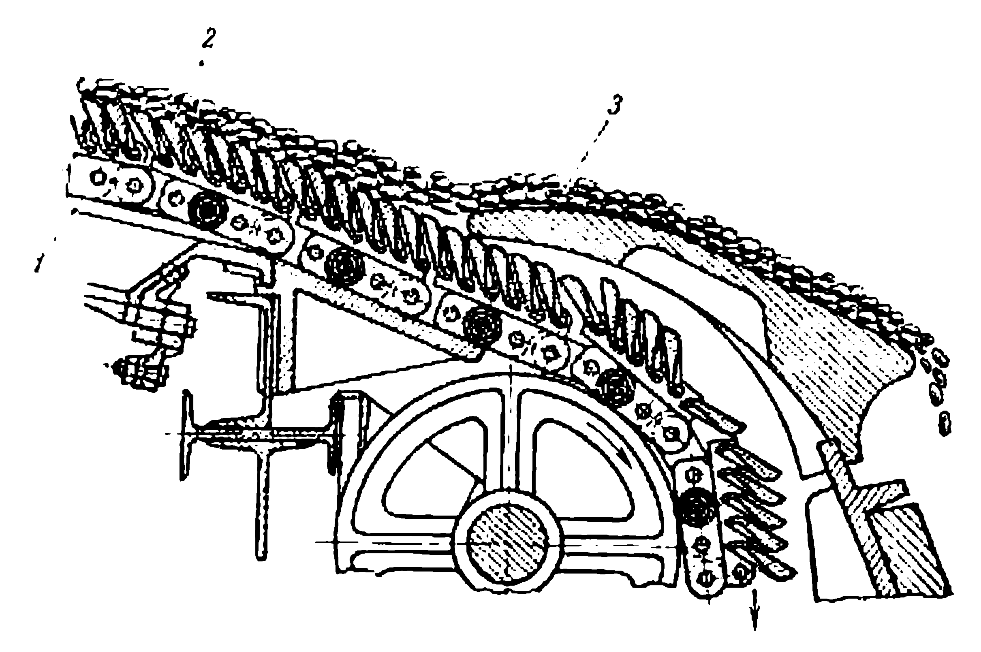


Fig. 104. Organes d'enlèvement des scories (décrasseur) et disposition des barreaux de la grille de Koussinsk lors du franchissement des poulies de l'arbre arrière :

1 — chaîne sans fin ; 2 — barreaux de grille resserrés ; 3 — decrasseur

le débit d'air le plus faible est absorbé par le réchauffage du combustible, son séchage et l'achèvement de la combustion.

En débitant l'air séparément par zones, on peut régler les divers débits qui conviennent aux divers stades de la combustion. Les foyers à grilles sans fin permettent donc de brûler le combustible en couches avec un excédent d'air plus faible que dans des foyers à grilles fixes, qui ne sont pas mécanisés ou sont seulement à demi-mécanisés. Dans les foyers à grilles sans fin, l'inflammation du combustible est provoquée principalement par la chaleur rayonnée par les gaz qui sont dans le foyer. La chaleur transmise par convection a moins d'importance. Dans les études de projets des chambres de foyers, on s'efforce de donner aux parois une forme qui assure un bon brassage des produits de combustion et améliore

la transmission de chaleur entre les gaz brûlés et la couche de combustible. Si l'on brûle de l'anthracite par exemple (c'est-à-dire un combustible contenant peu de matières volatiles et ayant une température d'inflammation élevée), on installe une voûte basse inclinée au-dessus de la partie arrière de la grille (fig. 105). Par contre, on surélève la voûte dans la région avant, pour accroître l'épaisseur de la couche des gaz qui rayonnent de la chaleur vers la couche froide d'anthracite. Cette disposition des voûtes permet d'éloigner les gaz à haute température des zones de combustion active et de les placer

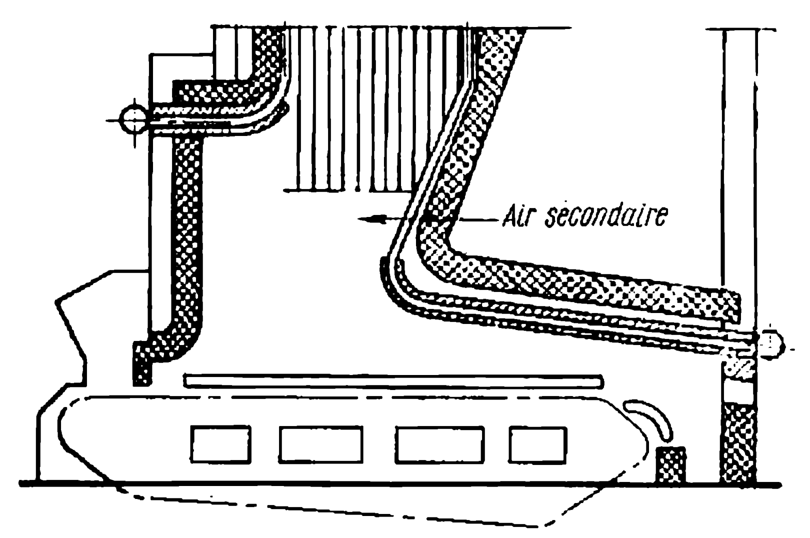


Fig. 105. Configuration d'un foyer à grilles sans fin pour combustion de l'anthracite

dans la partie avant du foyer, ce qui améliore la transmission de la chaleur entre ces gaz et la couche froide de combustible frais. On améliore le brassage de l'oxydant avec les gaz, portés de la couche combustible dans la chambre du foyer, non seulement en adoptant une certaine forme des voûtes, mais aussi en amenant un débit d'air secondaire de 10 à 15 % à travers des tuyères, dites de soufflage supplémentaire. Ces tuyères sont placées habituellement dans la partie supérieure de la voûte avant et de la voûte arrière. Cet air supplémentaire est envoyé dans le foyer à une vitesse de 40 à 60 m/s, ce qui améliore la turbulence du courant de gaz et permet de brûler plus complètement les gaz combustibles.

Pour brûler des combustibles très humides, on complète les foyers à grilles sans fin par des fosses spéciales de séchage. La fig. 106 représente un avant-foyer conçu par un savant soviétique le professeur T. Makariev et ayant la forme d'une fosse avec barreaux de grille en échelons, pour sécher la tourbe en morceaux. Dans cet avant-foyer, la tourbe est séchée par la chaleur des produits de combustion de la tourbe qui est brûlée dans les foyers locaux, formés

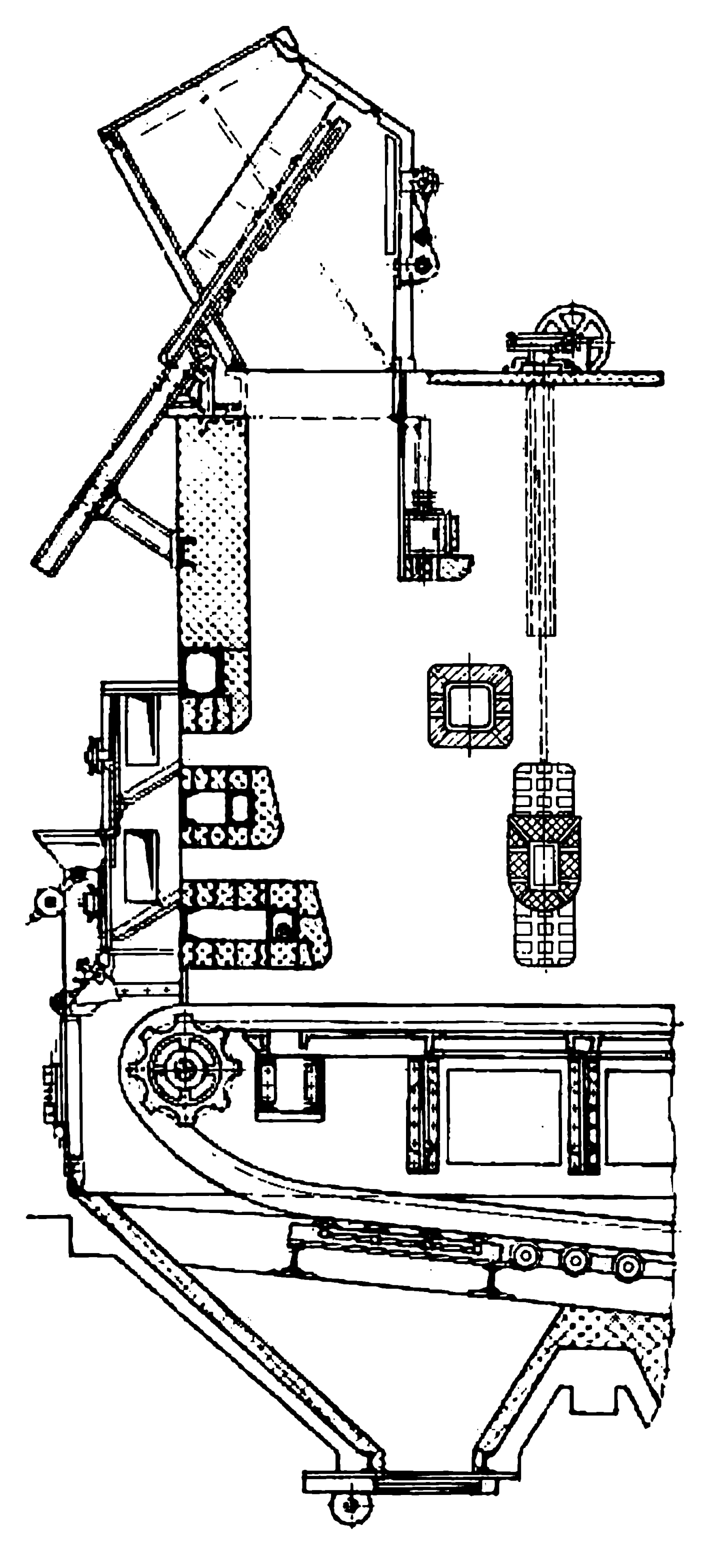


Fig. 106. Avant-foyer Makariev pour combustion de la tourbe en morceaux

sur les échelons des barres de l'avant-foyer. Pour entretenir la combustion dans ces petits foyers, on leur envoie un débit d'air qui représente 10 à 15 % du débit nominal total. On règle l'épaisseur de la couche de tourbe sur la grille par la position de la poutre mobile inférieure.

On a établi expérimentalement les épaisseurs optimales de la couche de tourbe: 400 à 600 mm et parfois 800 mm. L'épaisseur admissible de la couche est d'autant plus élevée que la tourbe est plus humide et que les morceaux sont plus gros.

L'épaisseur de la couche de combustible dépend également de la pression d'air. L'épaisseur de la couche de combustible est d'autant plus grande que la pression d'air est plus forte. L'épaisseur de combustible varie de 80 à 180 mm pour les charbons et de 150 à 350 mm pour les lignites.

Avec des grilles sans fin, la charge thermique de la surface de grille est comprise entre $700 \cdot 10^3$ et $800 \cdot 10^3$ kcal/m$^2\cdot$h quand on brûle des anthracites non triés. Les plus fortes charges thermiques acceptables correspondent à la tourbe en morceaux, dans des foyers possédant des fosses de séchage ($15 \cdot 10^5$ à $19 \cdot 10^5$ kcal/m$^2\cdot$h). Le coefficient optimal d'excédent d'air est de 1,3 pour des combustibles triés. Il est de 1,5 quand on brûle des combustibles non triés, c'est-à-dire des combustibles constitués par des morceaux de diverses grosseurs.

On intensifie la combustion dans les foyers examinés ici, en réchauffant l'air jusqu'à 150-200 °C. La limite inférieure correspond aux anthracites, et la limite supérieure aux charbons à forte teneur de matières volatiles et à la tourbe en morceaux.

Les foyers à grilles sans fin présentent deux inconvénients: ils ne possèdent pas de mécanisme permettant de brasser (ringarder) la couche chaude d'un combustible agglutinant et riche en cendres; d'autre part, ils comportent certaines particularités qui obligent à utiliser des combustibles ayant la même composition fractionnelle.

Malgré ces inconvénients, les foyers à grilles sans fin ont des avantages suffisamment importants pour qu'on les emploie de plus en plus fréquemment et que, progressivement, ils remplacent les autres systèmes de foyers complètement mécanisés.

On emploie les foyers à grilles sans fin pour des chaudières à vapeur produisant de 4 à 20 t/h et parfois même davantage.

Lorsqu'on brûle de la tourbe en morceaux, et que l'on utilise l'avant-foyer de Makariev, on peut employer les foyers à grilles sans fin jusqu'à des débits de vapeur de 150 à 200 t/h.

Chapitre VI

LES ENSEMBLES DE CHAUDIÈRE

§ 1. Généralités et caractéristiques numériques

Les ensembles de chaudière. On appelle *ensembles de chaudière* des installations destinées à produire de la vapeur d'eau qui a une pression supérieure à 1 bar et qui est utilisée ailleurs. Les ensembles de chaudière, ou installations de chaudières, comprennent le générateur de vapeur proprement dit (appelé également chaudière à vapeur) et une série de surfaces de chauffe auxiliaires, servant à réchauffer l'air et l'eau d'alimentation et à surchauffer la vapeur. Ces surfaces de chauffe auxiliaires ou suplémentaires constituent les *réchauffeurs d'air*, les *réchauffeurs d'eau* ou *économiseurs* et les *surchauffeurs de vapeur.* Les ensembles de chaudière contiennent en outre les *foyers*, dans lesquels on brûle le combustible, *la maçonnerie*, *la charpente ou carcasse*, *les instruments de mesure et de réglage et certains autres dispositifs.*

Les premiers générateurs de vapeur ne comportaient aucune surface de chauffe supplémentaire et étaient appelés simplement des chaudières à vapeur. Cette appellation est encore employée quelquefois actuellement.

Débit (productivité) d'un ensemble de chaudière. Le *débit maximal* ou *productivité maximale D* est la quantité de vapeur débitée d'une façon stable par un ensemble de chaudière au cours d'un délai prolongé et avec le rendement maximal (en t/h ou bien kg/h).

En fonction du débit, on classe les ensembles de chaudière en petites installations (jusqu'à 4 à 6 t/h), moyennes installations (10 à 75 t/h), installations de grande puissance (100 à 420 t/h) et installations de très grande puissance (plus de 600 t/h).

Pression et température de vapeur. En fonction de la pression de la vapeur, on distingue les installations à basse pression (8 à 13 bars eff.), installations à moyenne pression (22 à 39 bars eff.), installations à haute pression (60 à 125 bars eff.) et installations à très haute pression, ou à hyperpression (plus de 150 bars eff.).

Surface de chauffe. On appelle *surface de chauffe* la surface géométrique des tubes de chaudières, des collecteurs et tambours de chaudières qui sont parcourus sur une face par les fumées et gaz de combustion, et sur l'autre face par de l'eau, par un mélange d'eau et de vapeur, par de la vapeur ou par de l'air.

On exprime les surfaces de chauffe des chaudières proprement dites, des économiseurs et des surchauffeurs de vapeur par le côté des gaz de combustion, et les surfaces de chauffe des réchauffeurs d'air par le diamètre moyen des tubes.

Volume d'eau et volume de vapeur dans une chaudière. Pour familiariser le lecteur avec les appellations de divers organes de chaudières, nous avons représenté schématiquement sur la fig. 107 une chaudière cylindrique, système le plus simple que l'on construisait au début de la construction de chaudières. Ces chaudières étaient des cylindres dont le diamètre pouvait atteindre 2,5 m

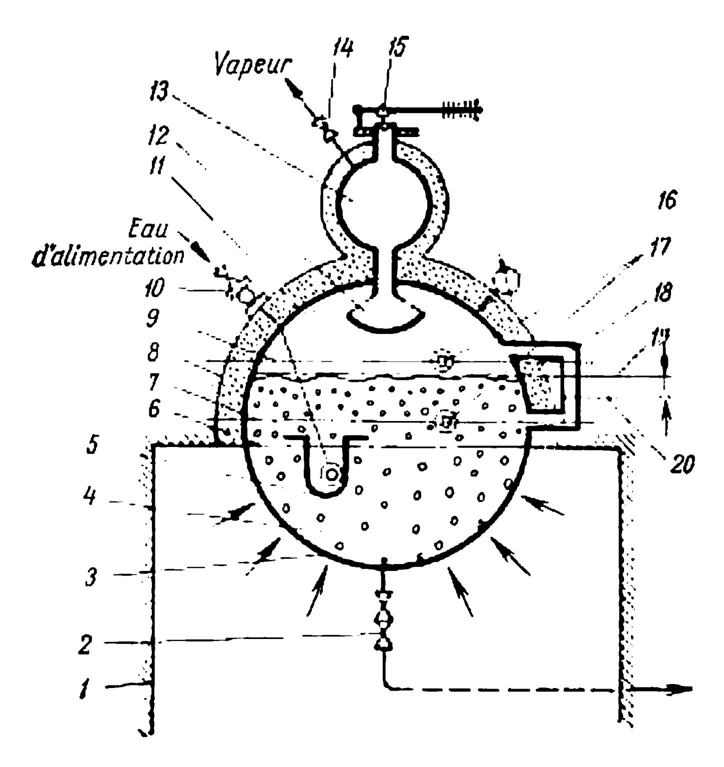


Fig. 107. Schéma d'une chaudière cylindrique:

1 — maçonnerie; *2* — soupapes de purge; *3* — paroi (enveloppe) de la chaudière; *4* — chambre de vapeur; *5* — arrivée d'eau; *6* — niveau de flamme; *7* — niveau d'eau minimal; *8* — isolation calorifuge; *9* — niveau d'eau maximal; *10* — soupape d'arrêt et soupape de retenue sur l'arrivée d'eau d'alimentation, *11* — chambre de vapeur; *12* — crépine perforée de départ de vapeur; *13* — séparateur; *14* — soupape principale de vapeur; *15* — soupape de sûreté; *16* — manomètre; *17* — robinets de prélèvement d'eau; *18* — tube indicateur de niveau; *19* — niveau réel du mélange d'eau et de vapeur dans le cylindre de chaudière; *20* — niveau fictif ou niveau pondéral du mélange d'eau et de vapeur dans le cylindre de chaudière (niveau observé sur l'indicateur)

et la longueur 10 m. On les installait horizontalement. La partie inférieure du cylindre ou tambour était remplie jusqu'aux $^2/_3$ du volume total par de l'eau. La partie supérieure était occupée par la vapeur. Cette partie supérieure du tambour servait à obtenir une séparation naturelle entre l'eau liquide et la vapeur.

La surface qui sépare le volume de vapeur et le volume d'eau est le *plan d'eau* ou *surface libre* et est désignée par F_e. On l'exprime en mètres carrés. Les volumes d'eau et de vapeur sont exprimés en mètres cubes et désignés respectivement par V_e et V_v.

Les quotients du débit horaire de vapeur en m³ respectivement par la surface du plan d'eau et par le volume de vapeur de la chaudière sont appelés le débit spécifique du plan d'eau en m³/m², et le débit spécifique du volume de vapeur en m³/m³ :

$$\frac{Dv}{F_e} \text{ m}^3/\text{m}^2; \quad (4\text{-}75)$$

$$\frac{Dv}{V_v} \text{ m}^3/\text{m}^3. \quad (4\text{-}76)$$

Dans ces relations, v volume spécifique de la vapeur d'eau en m³/kg.

Niveau de flamme. Le niveau de flamme est le niveau le plus élevé de contact entre les gaz de combustion et la surface de chauffe de la chaudière. D'après les règles existantes, le niveau de flamme doit se trouver en dessous du niveau d'eau minimal dans la chaudière, d'une quantité au moins égale à 100 mm. Cette règle est dictée par la nécessité d'obtenir un fonctionnement sûr des chaudières à vapeur. Comme le coefficient de transmission de chaleur entre la paroi et la vapeur est faible, un chauffage direct de l'espace de vapeur de la chaudière par la flamme ou par les gaz de combustion peut provoquer un échauffement excessif de la paroi métallique de l'enveloppe et réduire sa résistance mécanique. C'est pourquoi un tel chauffage n'est pas autorisé.

Niveau d'eau minimal et niveau d'eau maximal admissibles. Dans les chaudières cylindriques, on contrôle non seulement le niveau minimal qui est lié au niveau de flamme, mais encore le niveau d'eau maximal. La position limite acceptable du niveau d'eau maximal dépend du diamètre du tambour et de la qualité de vapeur que l'on exige. Ce niveau doit être placé d'autant plus bas que l'on exige une vapeur plus pure. Dans la plupart des chaudières modernes à tambour, la distance entre le niveau maximal et le niveau minimal permis est de 200 à 250 mm. On contrôle les variations du niveau d'eau par des tubes indicateurs de niveau. Dans les petites chaudières à basse pression, on emploie également des robinets de prélèvement d'eau pour contrôler le niveau. Dans les chaudières modernes à tambour, on complète les tubes indicateurs par divers avertisseurs lumineux ou sonores et par des indicateurs inférieurs.

Circulation de l'eau dans les chaudières à vapeur. La résistance mécanique des aciers de chaudières diminue quand leur température augmente. La sécurité de fonctionnement des surfaces de chauffe dépend donc du régime de température du métal des tubes, des collecteurs et des tambours. Chaque marque ou nuance d'acier comporte une certaine température maximale de service. Le dépassement de cette température peut provoquer des déformations

de ces aciers. On considère que les températures maximales de service sont d'environ 450 °C pour les aciers ordinaires au carbone, un peu plus élevées pour les aciers à alliage, et atteignent 500 à 650° C pour certains aciers spéciaux. Dans de nombreux passages des gaz des ensembles de chaudière, la température des produits de combustion est fortement supérieure à la température

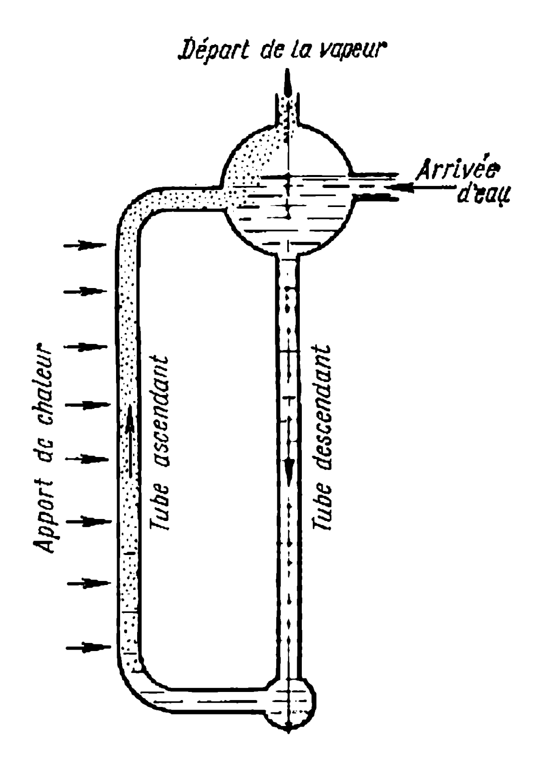


Fig. 108. Schéma de la circulation naturelle de l'eau dans une chaudière à tubes d'eau

maximale admissible pour une bonne résistance du métal. On est donc obligé de refroidir continuellement et énergiquement les parois des surfaces de chauffe des chaudières.

Les tubes, les collecteurs et les tambours des générateurs de vapeur, ainsi que les tubes des économiseurs, sont refroidis par de l'eau ou par un mélange d'eau et de vapeur. On appelle *circulation* le mouvement continuel et régulier de l'eau ou du mélange d'eau et de vapeur dans les circuits des ensembles de chaudière. On distingue la circulation *naturelle* et la circulation *forcée*. La circulation forcée est produite par des pompes, tandis que la circulation naturelle est produite par la pesanteur, sous l'effet de la différence existant entre le poids spécifique de l'eau et celui d'un mélange d'eau et de vapeur.

Un circuit de circulation naturelle (fig. 108) comprend des parties tubulaires chaudes et des parties tubulaires froides, qui sont réunies

entre elles par des collecteurs. Les tubes *descendants* sont les tubes dans lesquels l'eau descend, et les tubes *ascendants*, ou tubes *montants*, sont ceux dans lesquels le courant s'élève. Le circuit représenté fig. 108 est un circuit fermé. Il en résulte que le débit d'eau dans les tubes descendants est égal au débit de mélange d'eau et de vapeur dans une section quelconque des tubes ascendants. La différence existant entre les poids de la colonne d'eau dans un tube descendant et de la colonne eau-vapeur dans un tube ascendant est l'élément moteur de la circulation naturelle.

On l'appelle la *pression motrice* :

$$P_m = H\,(\gamma_e - \gamma_{m\acute{e}l}) \text{ pascals,} \tag{4-77}$$

où γ_e, $\gamma_{m\acute{e}l}$ (respectivement) masse spécifique de l'eau dans un tube descendant et masse spécifique moyenne du mélange eau-vapeur dans un tube ascendant, en kg/m^3;

H hauteur de la colonne de mélange dans le circuit, en m.

La pression motrice est absorbée pour vaincre la perte de pression opposée à l'écoulement dans les tubes descendants et ascendants :

$$P_m\,(\Delta P_a - \Delta P_d) \text{ pascals.} \tag{4-78}$$

La différence existant entre la pression motrice et la résistance hydrodynamique, ou perte de charge, dans les tubes ascendants est appelée la *pression utile* :

$$P_u = P_m - \Delta P_a = \Delta P_d \text{ pascals.} \tag{4-79}$$

La sûreté de fonctionnement des tubes des chaudières à vapeur dépend non seulement de la différence entre les poids des colonnes fluides, mais encore de nombreux autres facteurs qui dépendent eux-mêmes des conditions d'exploitation. Par exemple, le métal peut se trouver mal refroidi, si des boues ou des dépôts incrustants se forment sur les surfaces de chauffe des tubes parcourues par l'eau de chaudière. Le refroidissement peut également être insuffisant, si le courant de mélange eau-vapeur est stratifié dans des tubes horizontaux ou faiblement inclinés. Enfin, on constate également des refroidissements insuffisants quand des tubes chauds sont baignés par un courant de vapeur à faible vitesse. Ce phénomène accompagne les inversions du sens de circulation et la formation de ce que l'on appelle un niveau libre.

Le régime de circulation avec niveau libre s'établit dans des tubes ascendants qui sont chauffés à leur partie supérieure, et se trouvent dans un circuit en parallèle avec d'autres tubes qui sont uniformément réchauffés sur toute leur longueur. Dans ces tubes ascendants qui sont chauffés uniquement à leur partie supérieure, l'eau n'occupe qu'une partie de la hauteur. La partie supérieure est occupée par de la vapeur. La surface libre qui s'établit dans ces

tubes est appelée un niveau *libre*. Sa position dépend du régime thermique des tubes compris dans le circuit considéré, qui peuvent être chauffés énergiquement ou faiblement. La vapeur se forme dans les circuits de circulation. Le rapport du poids d'eau parcourant le circuit de circulation au poids de vapeur produit dans ce circuit (pendant le même temps) est appelé la *circulation relative*:

$$K = \frac{D_c}{D} . \quad (4\text{-}80)$$

Pour que le fonctionnement d'un ensemble de chaudière soit sûr, il faut que la circulation relative dépasse une certaine valeur minimale, supérieure à l'unité.

Dans les chaudières à trois tambours et à moyenne pression, on recommande d'adopter la valeur de la circulation relative comprise entre 40 et 45.

Dans les chaudières de petite puissance (débit inférieur à 10 t/h), on porte bien souvent la circulation relative jusqu'à 150-200.

Dans les derniers types de chaudières à très haute pression, la valeur de la circulation relative est comprise entre 6 et 8.

Les purges d'eau des chaudières. L'eau qui est fournie à une chaudière à vapeur est appelée l'*eau d'alimentation*. Elle contient habituellement des quantités relativement importantes de sels dissous (100 mg/l et davantage). Il y a exception dans les chaudières à haute pression et à très haute pression, dans lesquelles l'eau d'alimentation est une eau presque parfaitement purifiée, c'est-à-dire une eau qui ne contient que des proportions insignifiantes de sels. La vapeur produite dans la chaudière entraîne dans les conduits de vapeur, surchauffeurs et machines à vapeur une quantité relativement faible de ces sels. Il en résulte que ceux-ci s'accumulent progressivement dans l'eau de chaudière.

Dans les chaudières à écrans d'eau, la concentration acceptable des sels solubles dans l'eau ne dépasse pas habituellement 2 000 à 3 000 mg/l.

On abaisse la concentration des sels solubles dans l'eau de chaudière et en même temps on élimine de la chaudière les boues qui s'y sont formées, en remplaçant une partie de l'eau de chaudière par de l'eau d'alimentation. Cette opération s'appelle une *purge d'eau*.

En cours de service, on distingue les purges *continues* et les purges *périodiques*. On utilise uniquement les purges périodiques dans les chaudières de petite puissance à basse pression, où l'on n'impose pas des conditions très sévères à la qualité de la vapeur. Les purges périodiques se font à peu près toutes les 6 ou 8 heures.

On utilise les deux méthodes de purge dans les chaudières de grande puissance, à moyenne et à haute pression.

Les purges d'eau font l'objet d'une réglementation, car on perd une quantité importante de chaleur dans l'eau de purge. La proportion d'eau évacuée par les purges, continues ou périodiques, ne doit pas dépasser habituellement 3 à 5 % du débit de vapeur de la chaudière.

Les purges continues se font sur les tambours supérieurs, où l'on estime que la concentration saline est maximale. Les purges périodiques se font au contraire sur les tambours inférieurs ou sur les collecteurs, où les dépôts de boue sont les plus importants.

Entraînement d'eau dans la vapeur. On considère que l'entraînement de gouttelettes d'eau de chaudière (qui contiennent une forte concentration de sels) est la cause principale de la contamination de la vapeur par des sels dans les chaudières dont la pression ne dépasse pas 60 bars.

On distingue l'entraînement *par fines gouttelettes* (*dispersion fine*) et l'entraînement *par grosses gouttelettes* (*dispersion grossière*).

L'entraînement par fines gouttelettes est constitué par de très fines gouttelettes d'eau qui sont uniformément réparties dans l'écoulement de vapeur. L'importance quantitative absolue de cet entraînement est faible, et l'on ne prend aucune disposition pour le réduire dans des chaudières industrielles.

L'entraînement par grosses gouttellettes est caractérisé par une distribution non uniforme des gouttes d'eau sur l'ensemble de la section d'un courant de vapeur. On l'observe par exemple lorsque le mélange eau-vapeur qui provient des tubes ascendants des écrans d'eau, est introduit d'une façon concentrée dans la chambre de séparation de vapeur. Cette forme d'entraînement de l'eau de chaudière a une grande importance quantitative, et la plupart des systèmes de chaudières prévoient des dispositifs pour le réduire.

Les coups de bélier dans les chaudières. Il faut faire une différence entre les entraînements d'eau par fines ou grosses gouttelettes et les entraînements brefs de grande quantité d'eau dans les surchauffeurs, les conduits de vapeur et les machines à vapeur. Ces derniers, qu'on appelle également des coups de bélier, résultant par exemple d'une forte baisse de la pression de vapeur qui accompagne une brusque augmentation de la consommation de vapeur. Ce phénomène dure quelques secondes seulement. Si l'installation motrice globale ne possède pas de dispositif pour accumuler de grandes quantités d'eau, ces coups de bélier peuvent avarier le moteur à vapeur. Pour débarrasser de vapeur une masse d'eau importante dans une installation motrice à vapeur de petite puissance, on installe des séparateurs d'eau. Dans ces séparateurs, la vapeur se trouve séparée par un changement de direction de l'écoulement du mélange eau-vapeur et par une diminution de sa vitesse. Dans les installations motrices à vapeur de moyenne et grande puissance, on

emploie des régulateurs automatiques qui amortissent les variations de la consommation de vapeur.

Charges critiques des chaudières, salinités critiques des eaux de chaudière, influence de la salinité sur la qualité de vapeur. On a déterminé expérimentalement la relation qui existe entre la charge d'une chaudière et l'humidité de la vapeur produite. L'humidité de la vapeur augmente avec la charge. Cette augmentation de l'humidité n'est pas uniforme. A charge moyenne ou faible, une augmentation du débit de vapeur provoque une augmentation faible et constante de l'humidité de cette vapeur, qui est comprise entre 0 et 0,03 %. Au-delà, l'augmentation de l'humidité est beaucoup plus rapide en fonction de la charge. On a établi une relation analogue entre la salinité de l'eau et celle de la vapeur. A la charge nominale, la salinité de la vapeur augmente avec celle de l'eau de la chaudière.

La charge *critique* est la charge à laquelle on passe assez brusquement d'une humidité à l'autre. De même, la salinité de l'eau pour laquelle on passe brusquement d'une salinité insignifiante à une forte salinité est appelée la salinité *critique*. En exploitation, on recommande de fonctionner à des charges inférieures à la charge critique et à une salinité qui est d'environ 0,8 fois la salinité critique.

Bouillonnement (gonflement) de l'eau de chaudière; formation de mousse. Le *bouillonnement* est l'augmentation du volume de l'eau dans un tambour de chaudière, sous l'effet des bulles de vapeur qui traversent cette masse d'eau.

La persistance d'un nombre considérable de bulles de vapeur à la surface de l'eau est appelée *formation de mousse*. On observe ce phénomène lorsque des substances appelées substances moussantes se trouvent dans l'eau de chaudière. Ces substances moussantes comprennent certains sels et certaines combinaisons organiques.

Le bouillonnement et la formation de mousse font monter le niveau de l'eau dans le tambour et, par suite, réduisent la hauteur disponible du tambour nécessaire pour la séparation naturelle. Dans de nombreux cas, il en résulte une augmentation de l'humidité dans la vapeur.

Quand il y a bouillonnement ou formation de mousse, le niveau d'eau observé dans les tubes indicateurs de niveau est inférieur au niveau réel du mélange eau-vapeur dans le tambour de chaudière. Le niveau d'eau observé dans les tubes indicateurs est appelé niveau *pondéral* ou *fictif*, et le niveau du mélange eau-vapeur à l'intérieur du tambour est appelé niveau *réel*. Dans les chaudières à vapeur modernes, la différence existant entre le niveau réel et le niveau fictif atteint dans certains cas 100 mm et même 200 mm.

Séparateurs d'eau et de vapeur. Les *séparateurs* sont des dispositifs destinés à réduire la quantité d'eau contenue dans la vapeur produite dans les ensembles de chaudière.

Dans les chaudières à tambour, on utilise surtout la chambre de vapeur comme séparateur. La qualité de la vapeur produite s'améliore quand la hauteur réelle du tambuor de séparation et le nombre des arrivées augmentent, et lorsque les courants de mélange eau-vapeur, qui entrent par ces arrivées, ont une composition plus uniforme.

La vitesse des courants eau-vapeur à leur arrivée dans le compartiment de vapeur du séparateur n'a pas moins d'influence sur la qualité de la vapeur produite.

Dans la réalisation des séparateurs, on s'efforce de réduire la vitesse du mélange eau-vapeur à son arrivée dans les tambours séparateurs jusqu'à 3-5 m/s, d'amortir l'énergie cinétique de l'écoulement et, autant que possible, d'obtenir une répartition uniforme de la charge de vapeur sur le plan d'eau et dans le volume de vapeur.

Dans ce but, on emploie des séparateurs qui sont constitués par des *panneaux déflecteurs* ou *directeurs*, par des *cyclones* intérieurs aux tambours ou extérieurs, etc...

On distingue les séparateurs *extérieurs aux tambours* et *intérieurs aux tambours*, en fonction de leur emplacement relativement aux tambours extérieurs des chaudières.

L'un des types de dispositifs récepteurs de vapeur employés comme séparateurs intérieurs est constitué par des tubes *perforés 12* (fig. 107), qui sont installés dans la partie supérieure de la chambre de vapeur. Des passages de 10 à 20 mm de diamètre sont aménagés dans la partie supérieure du tube. On choisit le nombre de ces passages de façon à obtenir une vitesse de vapeur de 4 à 6 m/s. La vapeur séparée de l'eau traverse ces passages et passe dans le tuyau récepteur. Elle passe ainsi du tambour dans la tuyauterie de vapeur. Le changement de direction et la réduction de vitesse du courant de vapeur permettent à l'eau liquide de se séparer de la vapeur.

Les séparateurs sont situés à l'extérieur des génératrices de vapeur. L'un des séparateurs extérieurs les plus simples que l'on emploie dans les chaudières à faible débit est constitué par un petit réservoir de forme cylindrique, installé au-dessus du tambour principal *13* (fig. 107). Dans ce séparateur extérieur, la séparation de l'eau liquide de la vapeur est produite par une variation de la vitesse de la vapeur à son entrée et à l'intérieur du cylindre.

Vaporisation échelonnée de l'eau de chaudière. Dans les ensembles de chaudière dont l'eau d'alimentation est fortement saline, on pratique la vaporisation échelonnée, proposée par le professeur E. Romm, pour obtenir de la vapeur pure avec des purges peu importantes.

Dans la vaporisation échelonnée, on divise la surface de chauffe de l'ensemble de chaudière en deux ou trois parties inégales, que l'on appelle des sections.

L'eau d'alimentation est envoyée par des pompes uniquement dans la première section de l'ensemble, dont la surface de chauffe constitue à peu près 70 à 80 % de la surface de chauffe totale. L'eau de purge de la première section s'écoule spontanément dans la deuxième section et constitue l'eau d'alimentation de celle-ci. De même, l'eau de purge de la deuxième section s'en va dans la troisième section. On ne purge réellement que la troisième section.

La vapeur est produite parallèlement par les trois sections. La plus grande partie (60 à 80 %) est produite dans la première section, c'est-à-dire dans celle dont l'eau est la plus pure. La plus petite quantité est produite dans la deuxième et la troisième section. Ce régime de fonctionnement de la chaudière est appelé la vaporisation échelonnée. Il permet d'accroître la quantité de vapeur produite, sans que les purges soient importantes.

Pour lutter contre les sels dissous dans la vapeur dans les chaudières à haute et très haute pression, on purifie l'eau d'alimentation d'une façon très poussée pour la débarrasser de ses sels ; mais de plus, on procède à un lavage de la vapeur saturée, en envoyant cette vapeur impure à travers une certaine épaisseur d'eau d'alimentation.

Les armatures (robinetteries) des ensembles de chaudière. Quand un ensemble de chaudière fonctionne, il faut lui envoyer de l'eau d'alimentation, débitée dans une tuyauterie, évacuer la vapeur produite et effectuer des purges d'eau. Pour régulariser et couper, quand il le faut, les courants d'eau et de vapeur, on utilise des appareils qui constituent les armatures ou la robinetterie. Le fonctionnement de ces organes consiste à faire varier la section de passage des tuyauteries qui transportent l'eau ou la vapeur. On obtient ces résultats en réglant ou en interrompant les courants de fluide.

D'après la destination de diverses armatures, on distingue les organes *d'arrêt*, les organes *de réglage* et les organes *de sécurité* ou *de protection*. On fabrique les armatures en fonte ou en bronze pour les basses pressions et en acier pour les pressions moyennes et élevées. D'après le mode de fonctionnement, on distingue les appareils dans lesquels l'*organe de fermeture* (soupape) *est commandé*, et ceux dans lesquels *cet organe est automatique*. Les armatures automatiques comprennent : les soupapes *de protection* ou soupapes *de sûreté* et les soupapes *de retenue* ou soupapes *de non-retour*. Les appareils commandés comprennent les *robinets* et divers types de *soupapes* et de *vannes*.

Conventionnellement, on fait rentrer également dans les armatures les indicateurs de niveau d'eau et les appareils de mesure des pressions.

Les soupapes et vannes peuvent être des dispositifs d'arrêt et des dispositifs régulateurs. Les soupapes (fig. 109) sont employées comme organes d'arrêt dans les tuyauteries de petit diamètre (jusqu'à 100

ou 150 mm). Dans les tuyauteries de grand diamètre, c'est-à-dire de grande section, on utilise les vannes (fig. 110).

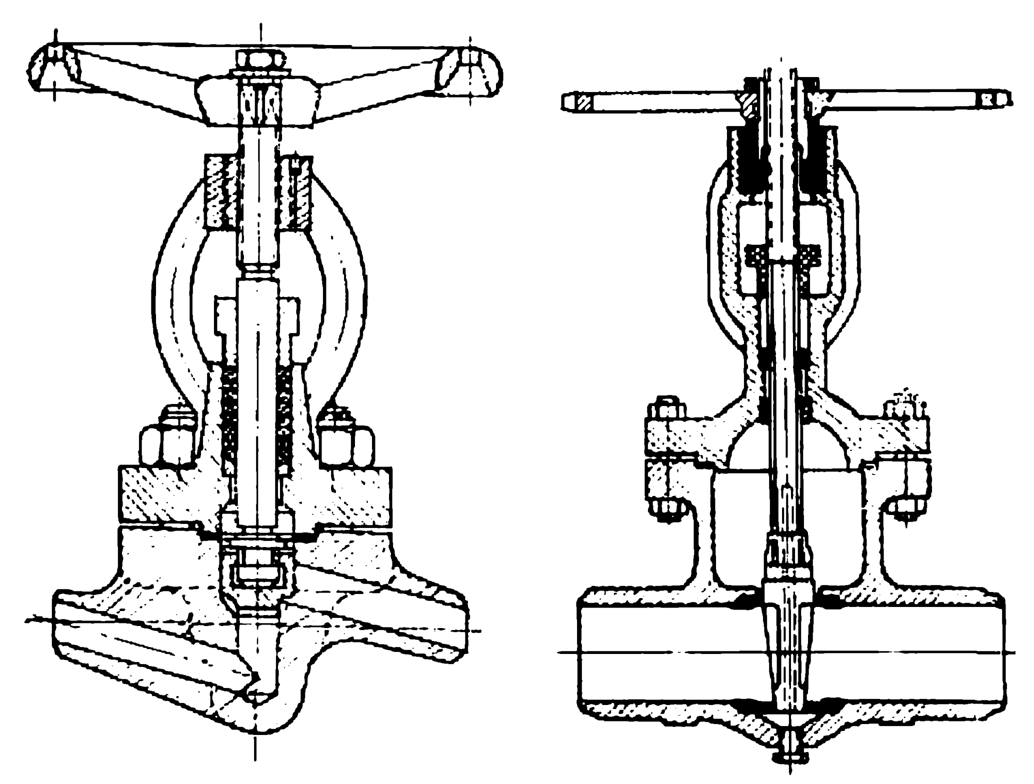
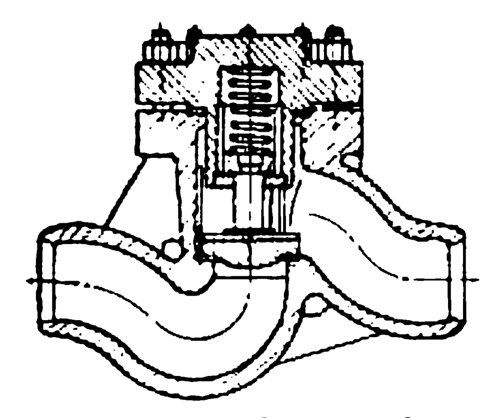


Fig. 109. Soupape d'arrêt *Fig. 110.* Vanne

Les soupapes et clapets de retenue (fig. 111 et 112) laissent passer l'eau dans un sens et se ferment automatiquement quand l'eau revient en sens inverse.



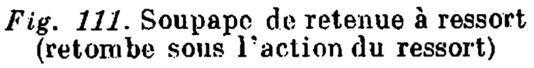


Fig. 111. Soupape de retenue à ressort (retombe sous l'action du ressort)

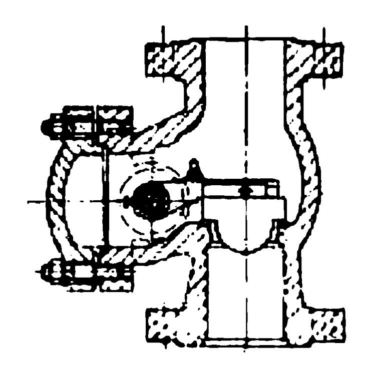


Fig. 112. Clapet de retenue installé dans un tuyau vertical (retombe sous son propre poids)

Les soupapes de sûreté sont des organes de fermeture qui s'ouvrent automatiquement quand la pression dépasse une certaine limite et

se referment quand la pression tombe en dessous de cette limite. Lors de l'ouverture d'une soupape de sûreté, la vapeur ou l'eau qui se trouvent dans le réservoir ou la canalisation portant cette soupape, sont évacuées à l'extérieur à l'aide de dispositifs de drainage et d'échappement, ce qui a pour effet de réduire la pression.

On construit des soupapes de sûreté à levier (fig. 113), à ressort (fig. 114) et à impulsion (fig. 115). Dans une soupape de sûreté à impulsion, l'apparition d'une pression excessive ouvre d'abord une petite soupape auxiliaire. La vapeur qui franchit cette soupape auxiliaire agit sur le piston de la soupape principale, et celle-ci s'ouvre. D'après les règles établies par le Service d'Inspection Soviétique, on doit installer sur chaque chaudière au moins deux soupapes de sûreté: la soupape de contrôle et la soupape de travail. Ces soupapes doivent s'ouvrir quand la pression dépasse de 3 à 5 % la limite admissible.

§ 2. Historique des ensembles de chaudière à circulation naturelle de l'eau

Le développement de la construction des chaudières dans l'industrie a commencé par les chaudières cylindriques (fig. 107), dans lesquelles on produisait de la vapeur à basse pression. Ces chaudières pouvaient avoir un débit de 1 à 1,5 t/h. La fabrication des chaudières cylindriques consommait beaucoup d'acier, et leur rendement thermique était faible.

Le développement de l'industrie, l'accroissement des besoins de vapeur et la nécessité d'obtenir de la vapeur à plus haute température et à plus haute pression ont conduit les constructeurs de chaudières à réaliser des chaudières plus parfaites et ayant de plus grands débits de vapeur. Ces chaudières ont été d'abord des chaudières à tubes de fumée et ensuite des chaudières à tubes d'eau. Dans ces deux types de chaudières, on commença à utiliser comme surface de chauffe des tubes qui aboutirent ensuite à la construction de chaudières plus robustes.

Dans les chaudières *à tubes de fumée*, qui sont bien connues depuis plus de 100 ans,les fumées circulent à l'intérieur des tubes, et l'eau baigne ces tubes à l'extérieur. Dans les chaudières *à tubes d'eau* au contraire, l'eau circule à l'intérieur des tubes et les fumées à l'extérieur. A l'heure actuelle, on utilise largement les deux catégories de chaudières dans l'ensemble de l'économie. Les chaudières à tubes de fumée sont employées dans les petites installations (jusqu'à 2 ou 5 t/h pour un ensemble de chaudière), et les chaudières à tubes d'eau sont employées dans les installations de moyenne et grande puissance.

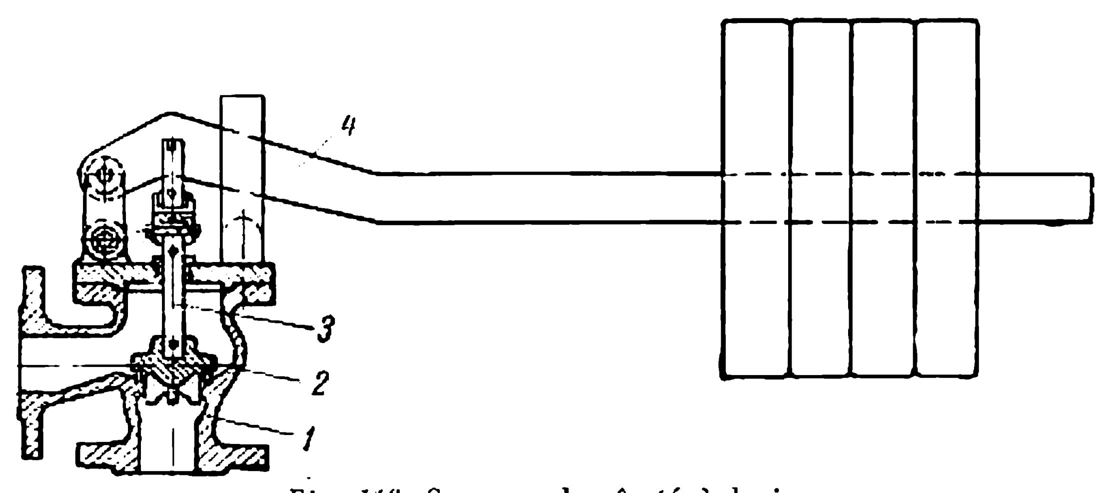


Fig. 113. Soupape de sûreté à levier:
1 – boîte de soupape; 2 — soupape; 3 — tige de soupape; 4 — levier de soupape avec contrepoids

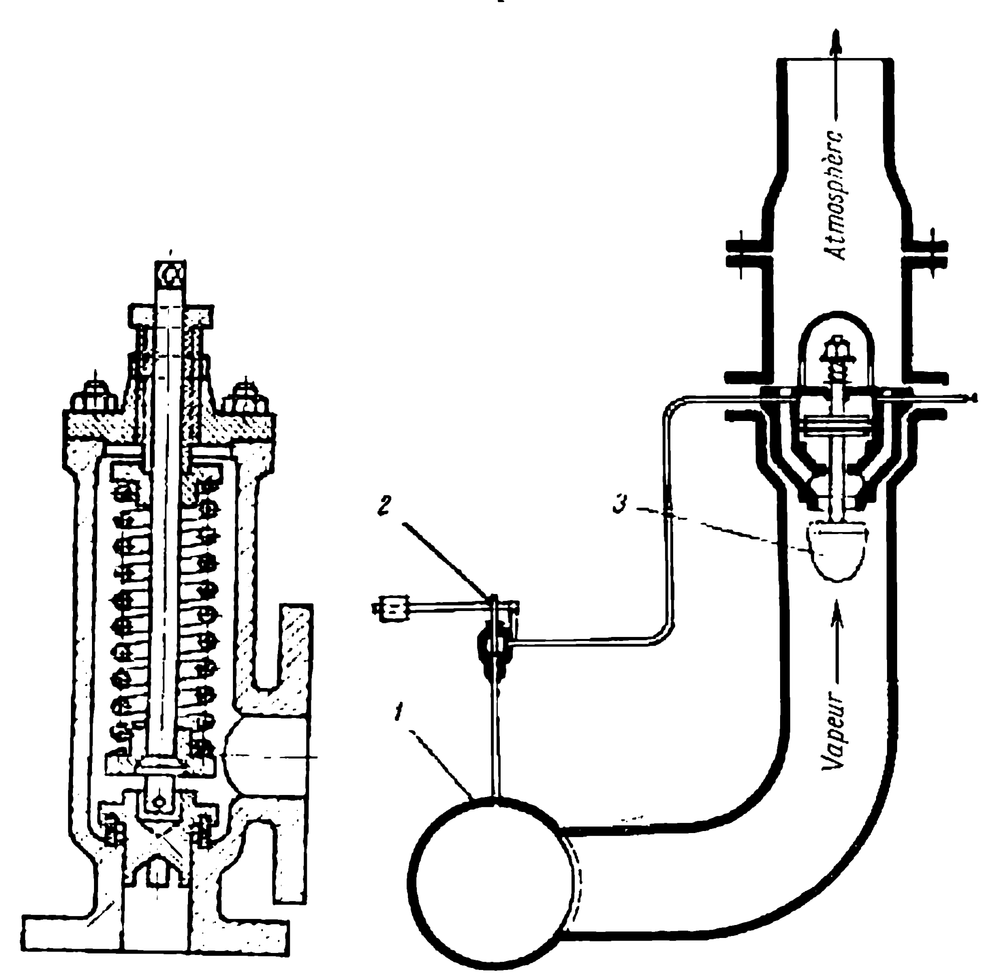


Fig. 114. Soupape de sûreté à ressort

Fig. 115. Soupape de sûreté à impulsion
1 — tuyauterie principale de vapeur; 2 — soupape à impulsion à levier; 3 — soupape principale

Les chaudières à tubes de fumée comprennent les chaudières à deux *foyers* ou *collecteurs de fumée* (fig. 116), les chaudières *à tubes de fumée* proprement dit (fig. 117) et les chaudières mixtes (*à foyer et tubes de fumée*). Les usines soviétiques construisent actuellement

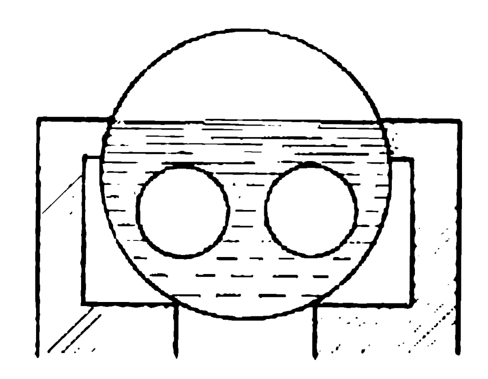


Fig. 116. Chaudière à deux collecteurs de fumée

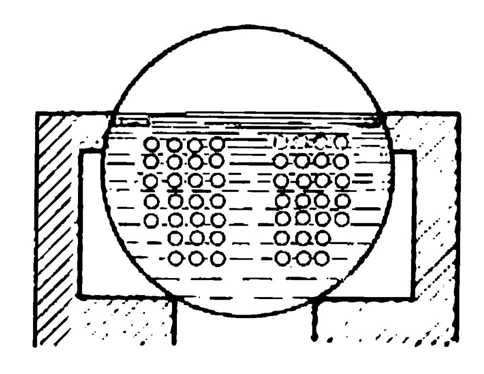


Fig. 117. Chaudière à tubes de fumée

des chaudières mixtes, qui peuvent être des chaudières *pour locomotives et locomobiles* (fig. 118) (chaudières horizontales) ou des *chaudières verticales* quand il s'agit d'installations *de petite puissance* (fig. 119).

Les chaudières à tubes d'eau comprennent des chaudières horizontales (fig. 120 et 121) et des chaudières verticales (fig. 122 et 123).

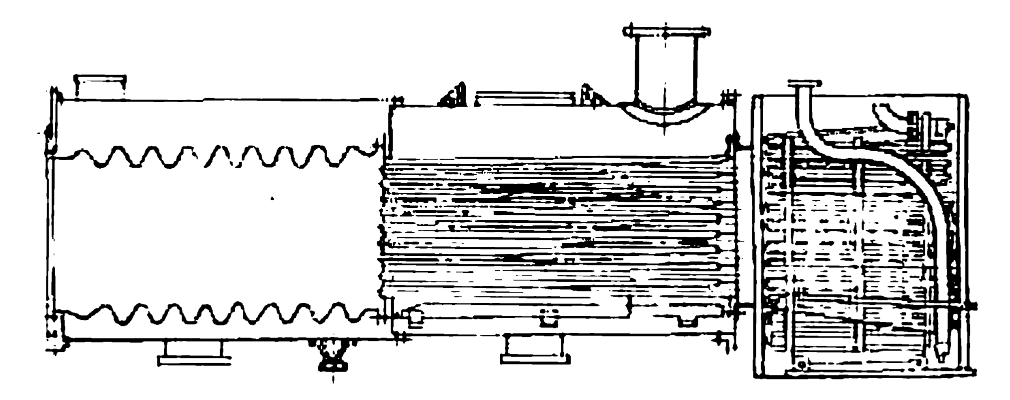


Fig. 118. Chaudière horizontale pour locomobile, type CK-125

Depuis quelque temps, l'industrie soviétique utilise de plus en plus des chaudières à vapeur à tubes d'eau à passage simple et à circulation forcée, à côté des chaudières à tubes d'eau et à circulation naturelle. On emploie les chaudières à passage simple principalement dans les grandes centrales électriques provinciales. Ce sont de grands ensembles de chaudière destinés à produire de la vapeur à haute et très haute pression.

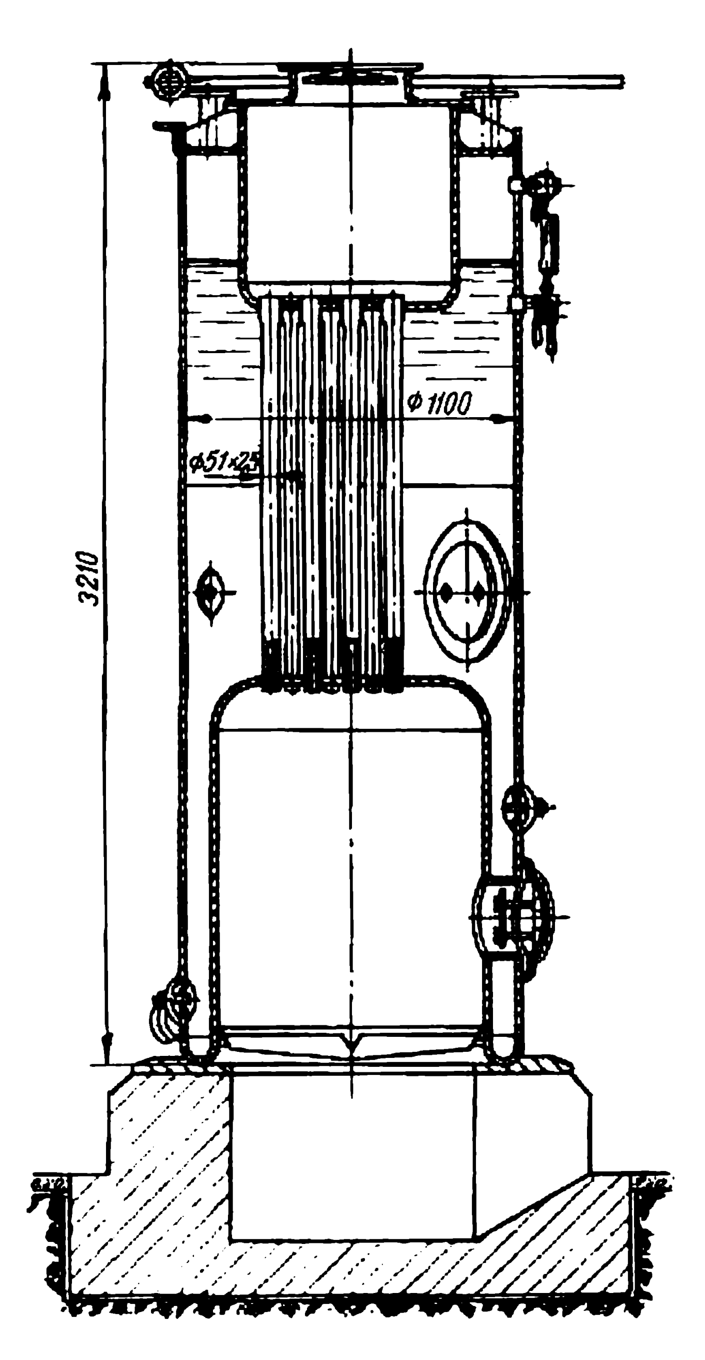


Fig. 119. Chaudière verticale de petite puissance, type BK-1M

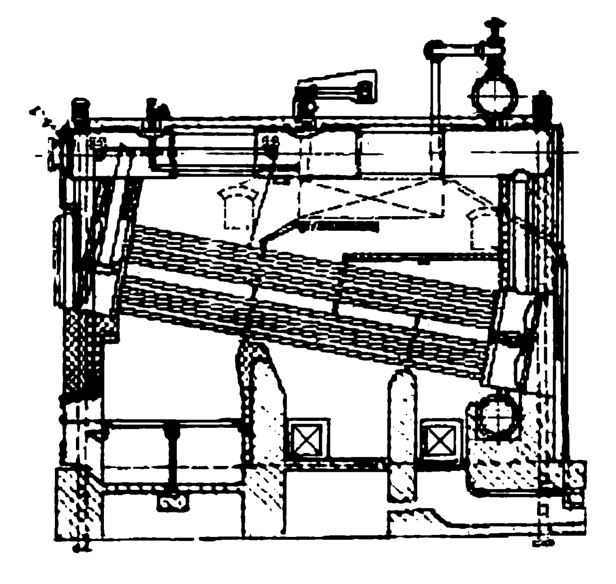


Fig. 120. Chaudière horizontale à tubes d'eau, type Choukhov

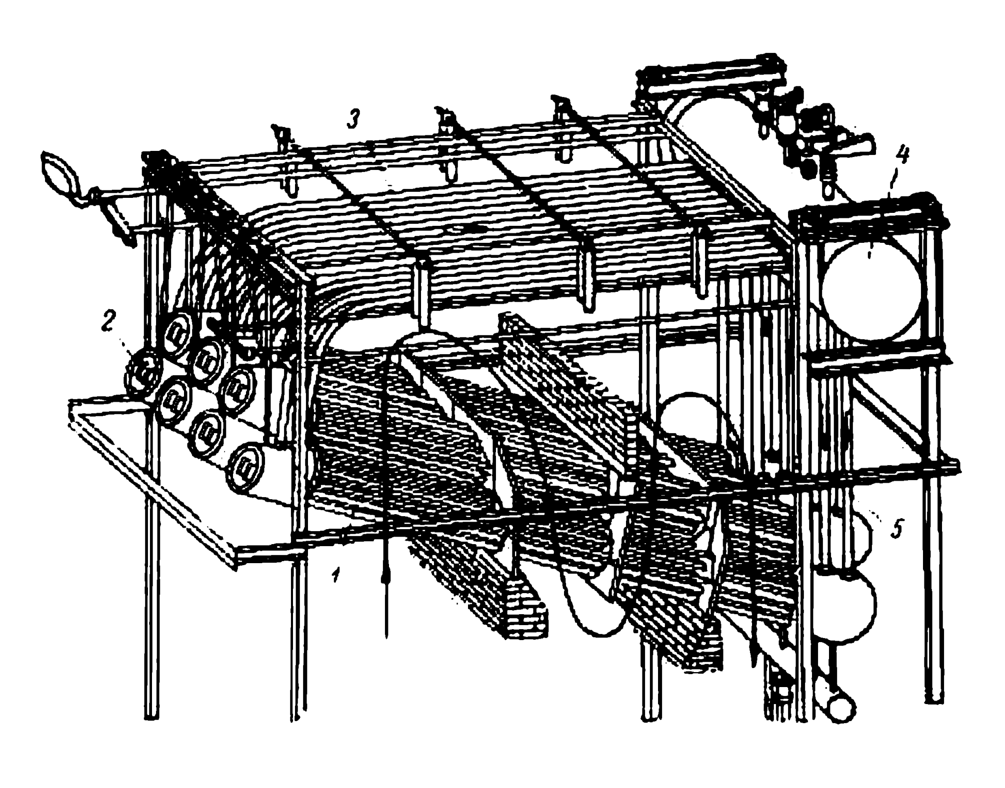




Fig. 121. Chaudière horizontale à tubes d'eau, modèle Choukhov-Berline :

1 — tubes de chauffe ; *2* — collecteur de tête ; *3* — tubes de départ du mélange eau-vapeur ; *4* — tambour de la chaudière ; *5* — tubes de descente envoyant l'eau dans les collecteurs inférieurs

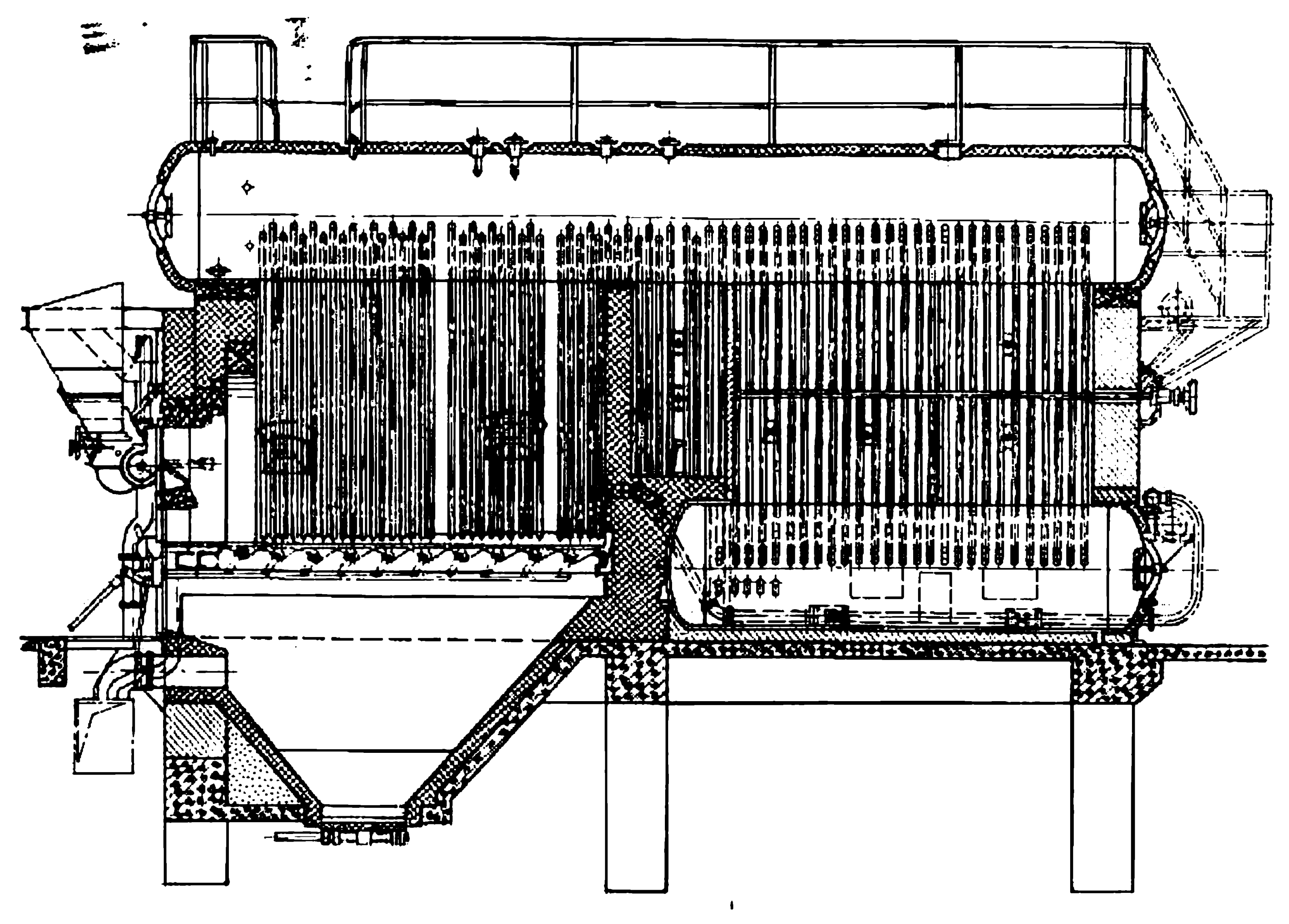


Fig. 122. Chaudière modèle ДКВ

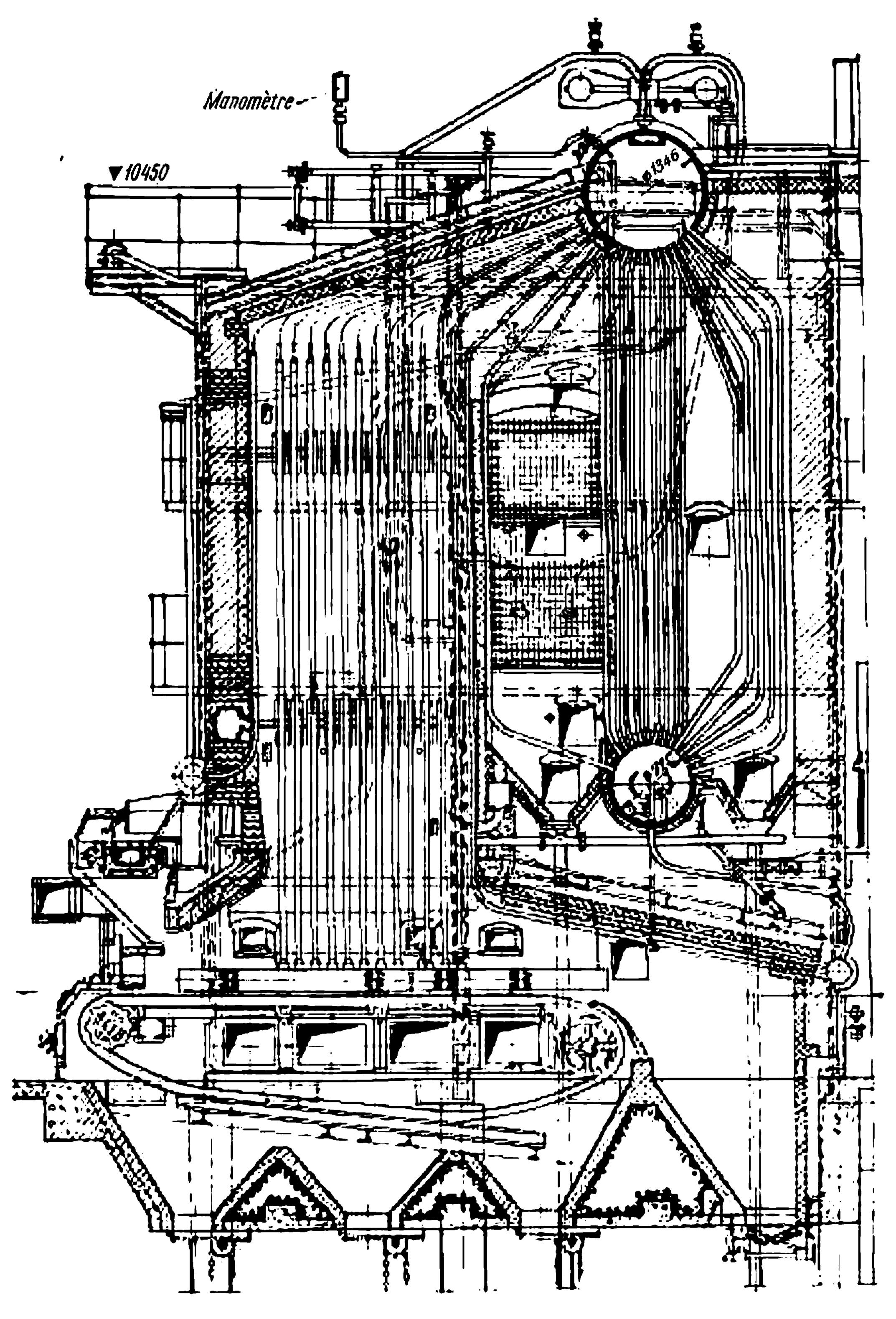


Fig. 123. Chaudière modèle TC-12/39

Les chaudières à tubes d'eau

Chaudières à tubes d'eau horizontaux. Les chaudières à tubes d'eau horizontaux comprennent des tambours, des chambres collectrices (ou collecteurs) et des faisceaux tubulaires, formés par des tubes habituellement rectilignes et formant la surface de chauffe principale (fig. 120 et 121). Les tambours sont disposés horizontalement dans la partie supérieure de l'ensemble, et les faisceaux tubulaires se situent sous les tambours. Les extrémités des tubes sont dudgeonnées dans les collecteurs, qui sont eux-mêmes reliés aux tambours. Les tubes sont disposés obliquement relativement aux tambours. L'inclinaison des tubes est de 10 à 20° dans certains types de chaudières, et de 30 à 40° dans d'autres types. L'axe du tambour est tantôt parallèle aux tubes (fig. 120), tantôt perpendiculaire à eux (fig. 121).

Lorsque le tambour est disposé transversalement, on peut le relier à des collecteurs plus nombreux, qui sont eux-mêmes reliés à la surface de chauffe.

L'eau d'alimentation est envoyée par des pompes dans le tambour de la chaudière, d'où elle passe ensuite dans les collecteurs, puis dans les tubes de la surface de chauffe. Le mélange eau-vapeur qui se forme dans les tubes s'élève le long des tubes inclinés, traverse le collecteur avant et passe dans le tambour. Du tambour de la chaudière, l'eau descend par le collecteur arrière. De cette façon, les chaudières à tubes d'eau horizontaux réalisent une circulation de l'eau en circuit fermé.

La fig. 120 montre une chaudière à tubes d'eau horizontaux, système Choukhov, dans laquelle les collecteurs sont constitués par de courts compartiments cylindriques (compartiments de tête) de 0,64 m de diamètre.

Chacun de ces compartiments de tête reçoit par dudgeonnage 28 tubes de 76 mm de diamètre et 4,5 m de longueur. On peut accéder à ces tubes en enlevant le couvercle du compartiment. Ces chaudières sont une création originale russe et ont pris en leur temps une grande importance dans la construction des chaudières en Russie.

En 1936, la chaudière Choukhov a été modernisée, et on l'a appelée chaudière Choukhov-Berline (fig. 121).

Les principaux inconvénients des chaudières à tubes d'eau horizontaux sont les suivants: dimensions importantes, débit de vapeur relativement faible, faible pression de vapeur du fait que l'on emploie des formes imparfaites des compartiments collecteurs.

Chaudières à tubes d'eau verticaux. Ces chaudières diffèrent des chaudières à tubes d'eau horizontaux principalement par le mode de fixation et l'inclinaison des tubes de chauffe, mais aussi

par le nombre des tambours. Dans les chaudières à tubes d'eau verticaux (chaudières verticales), les tubes de chauffe sont fixés directement sur les tambours, ce qui supprime les collecteurs intermédiaires de vapeur ; on simplifie ainsi considérablement la construction et l'exploitation des chaudières. Dans ces chaudières, les tubes de chauffe sont orientés verticalement ou dans le voisinage de la verticale, ce qui améliore la circulation.

Les chaudières à tubes d'eau verticaux peuvent être à deux ou à plusieurs tambours. Comme l'organe le plus lourd d'une chaudière est le tambour, on tend depuis peu à construire uniquement des chaudières à 1 ou 2 tambours. Les chaudières à deux tambours sont destinées aux petites installations, et les chaudières à 1 tambour aux installations de moyenne ou grande puissance.

D'après la production de vapeur, on classe les chaudières à tubes d'eau verticaux en chaudières de petite puissance (2 à 6 t/h), de moyenne puissance (10 à 40 t/h) et de grande puissance (au-delà de 75 t/h). D'après la pression de vapeur, on classe également ces chaudières en chaudières à basse pression, à moyenne pression et à haute pression.

La fig. 122 représente une chaudière ДКВ de petite puissance à deux tambours. Ces chaudières sont construites dans les conditions suivantes: débit de 2 t/h, en pression de 8 bars eff sans surchauffe; débit de 4, 6,5 et 10 t/h avec surchauffe de la vapeur à une pression de 13 à 22 bars eff et à une température de 250, 300 et 350 °C. Dans les chaudières ДКВ, le tambour inférieur et les collecteurs des écrans d'eau sont fixés dans un cadre support. Le tambour supérieur est assemblé avec le tambour inférieur par les tubes de chauffe. Il n'existe aucune charpente supportant le tambour supérieur.

La fig. 123 représente une chaudière à deux tambours, étudiée par l'usine de Taganrog (modèle TC-12/39) et construite actuellement par l'usine de Belgorod. Le débit de vapeur est de 12 t/h, la pression de vapeur est de 43 bars dans le tambour et de 39 bars à la sortie du surchauffeur. Température de vapeur 450 °C. Cette chaudière a été étudiée pour brûler un combustible solide sur une grille sans fin. Le foyer possède des tubes d'écrans d'eau qui ont un diamètre de 60 mm et un espacement de 180 mm. Le deuxième et le troisième faisceau tubulaire d'ébullition sont constitués par des tubes de 60 mm de diamètre. Le surchauffeur de vapeur comprend deux groupes de tubes, dans lesquels les diamètres des tubes sont de 42 mm (premier groupe) et de 32 mm (deuxième groupe). Le réchauffeur d'eau ou économiseur est constitué par des tubes en acier de 32 mm de diamètre. L'eau est réchauffée jusqu'à une température de 180 °C. Cette chaudière possède un réchauffeur d'air tubulaire, constitué par des tubes de $51 \times 1,5$ mm. Le réchauffage calculé de l'air va de 30 à 100 °C.

L'industrie soviétique de construction des chaudières produit actuellement des chaudières de 420 t/h et de 500 t/h, dans lesquelles la vapeur est produite à 140 bars et 570 °C, avec resurchauffe jusqu'à 570 °C.

§ 3. Chaudières à circulation forcée de l'eau

Chaudières à passage simple. La circulation forcée de l'eau est assurée par des pompes. Ce mode de circulation permet de disposer les tubes de chauffe (de petit diamètre) suivant une inclinaison quelconque commode pour le type considéré d'ensemble de chaudière. Cela permet de réduire à la fois les dimensions et le poids des installations de chaudière. En Union Soviétique, on pratique la circulation forcée de l'eau dans les chaudières dites chaudières d'utilisation (chaudières à chaleur perdue). Ces chaudières utilisent la chaleur que contiennent encore les gaz produits dans diverses opérations technologiques et dans les chaudières de production d'énergie à passage simple.

Dans les chaudières à passage simple, l'eau refoulée par la pompe d'alimentation franchit une seule fois tout le circuit de circulation et sort de ce circuit sous la forme de vapeur. La première chaudière à passage simple, système du savant soviétique, le professeur L. Ramzine, a été mise en service en 1932, pour une pression de 140 bars.

Actuellement, les chaudières à passage simple sont le principal type de chaudières productrices d'énergie, que l'on emploie dans les grandes centrales électriques des provinces soviétiques. Ces chaudières sont construites pour des hautes et très hautes pressions de vapeur, et de préférence pour de très grands débits: 200 à 800 t/h et davantage.

La fig. 124 représente schématiquement un ensemble de chaudière à passage simple de 220 t/h et 100 bars eff. Cette forme de chaudière est appelée chaudière en « pé » (П).

La partie inférieure du foyer contient les serpentins de la surface de vaporisation par rayonnement, et la partie supérieure abrite les serpentins du surchauffeur à rayonnement. Dans la suite du parcours des gaz de combustion, on rencontre les serpentins du surchauffeur convectif de vapeur et de la région intermédiaire de la surface de vaporisation, la première section du réchauffeur d'air tubulaire, l'économiseur et la deuxième section du réchauffeur d'air.

La pompe envoie l'eau d'alimentation à travers l'économiseur dans les serpentins de la surface de vaporisation par rayonnement et dans les serpentins successifs de la zone intermédiaire de la surface de vaporisation. Dans les surfaces de vaporisation, l'eau se vaporise progressivement et est ensuite surchauffée dans le surchauffeur à rayonnement puis dans le surchauffeur à convection.

Les chaudières à passage simple possèdent les avantages suivants : faible consommation de métal dans la construction, facilité de production de vapeur à haute et très haute pression, débit pratiquement illimité. Parmi les inconvénients, il faut citer la nécessité d'employer une eau d'alimentation à salinité très réduite, d'automatiser complètement l'alimentation, la combustion, le réglage du débit de vapeur, etc.

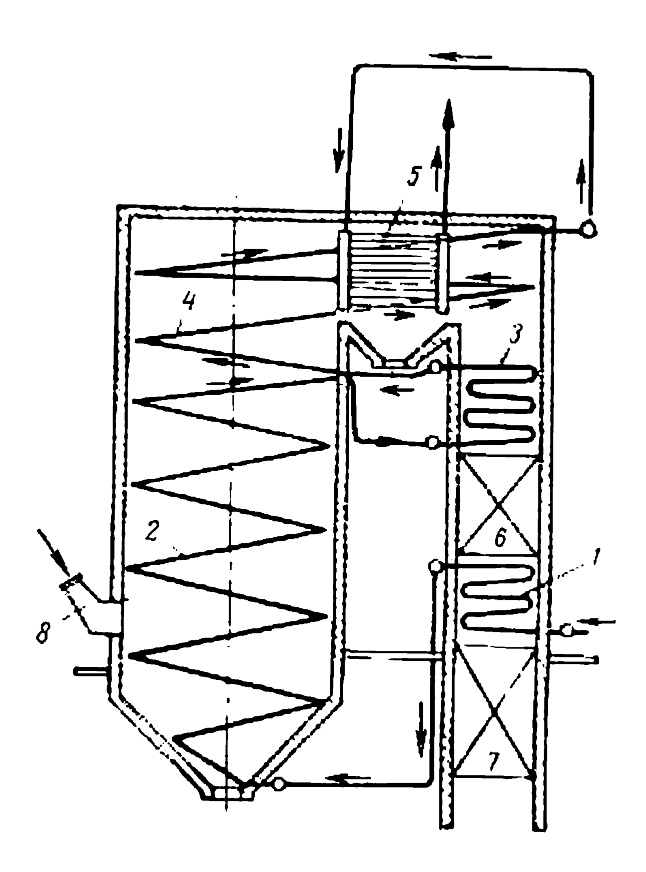


Fig. 124. Schéma d'un ensemble de chaudières à passage simple, système du prof. L. Ramzine :

1 — économiseur à convection ; 2 — surface de vaporisation inférieure à rayonnement ; 3 — surface de chauffe intermédiaire ; 4 — surchauffeur à rayonnement ; 5 — surchauffeur (partie convective) ; 6 et 7 — première et deuxième section du réchauffeur d'air ; 8 — brûleur

Pour produire de la vapeur ayant des caractéristiques voisines du point critique ou supérieures aux caractéristiques du point critique, c'est-à-dire depuis 185 bars environ et davantage, on doit employer obligatoirement des chaudières à passage simple, car il est impossible d'appliquer la circulation naturelle avec de telles pressions.

Chapitre VII

SURFACES DE CHAUFFE AUXILIAIRES

§ 1. Surchauffeurs de vapeur

Les *surchauffeurs de vapeur* sont des échangeurs de chaleur à surface, dans lesquels la chaleur des produits de combustion dessèche la vapeur humide, puis élève sa température.

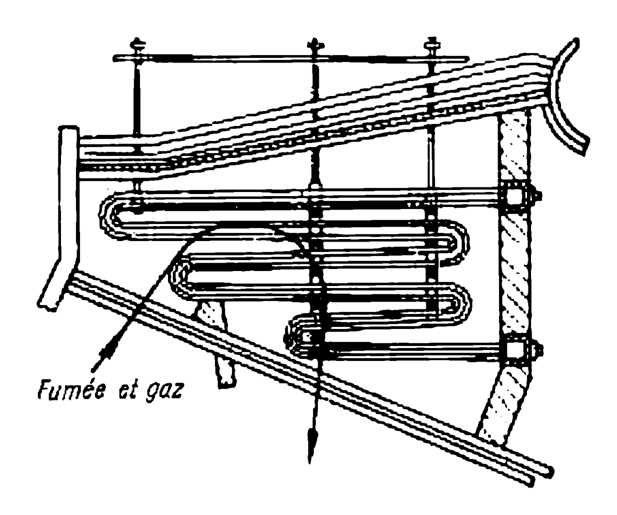


Fig. 125. Surchauffeur de vapeur à serpentins horizontaux

D'après le mode de transmission de la chaleur, on distingue les surchauffeurs *à convection* et les surchauffeurs *à rayonnemet.* Les surchauffeurs sont d'habitude constitués par des serpentins de tubes en acier sans soudure ayant un diamètre extérieur de 38 mm. On emploie des aciers au carbone ordinaires quand la température de vapeur ne dépasse pas 450 °C, et des aciers alliés quand cette température est plus élevée. Les serpentins du surchauffeur sont reliés à des collecteurs. Ceux-ci sont des distributeurs de la vapeur d'arrivée et des collecteurs de la vapeur surchauffée. Les collecteurs sont cylindriques.

Les serpentins des surchauffeurs sont placés horizontalement ou verticalement dans les passages des fumées de la chaudière. Quand ces serpentins sont disposés horizontalement, il est plus commode d'évacuer l'eau condensée qui s'y accumule lors d'un arrêt de l'installation pour révision ou travaux. La fig. 125 montre un surchauffeur à serpentins horizontaux, et la fig. 126 un surchauffeur à serpentins verticaux. La vapeur provenant des tambours de la chaudière est envoyée aux collecteurs du surchauffeur par un ou plusieurs tubes.

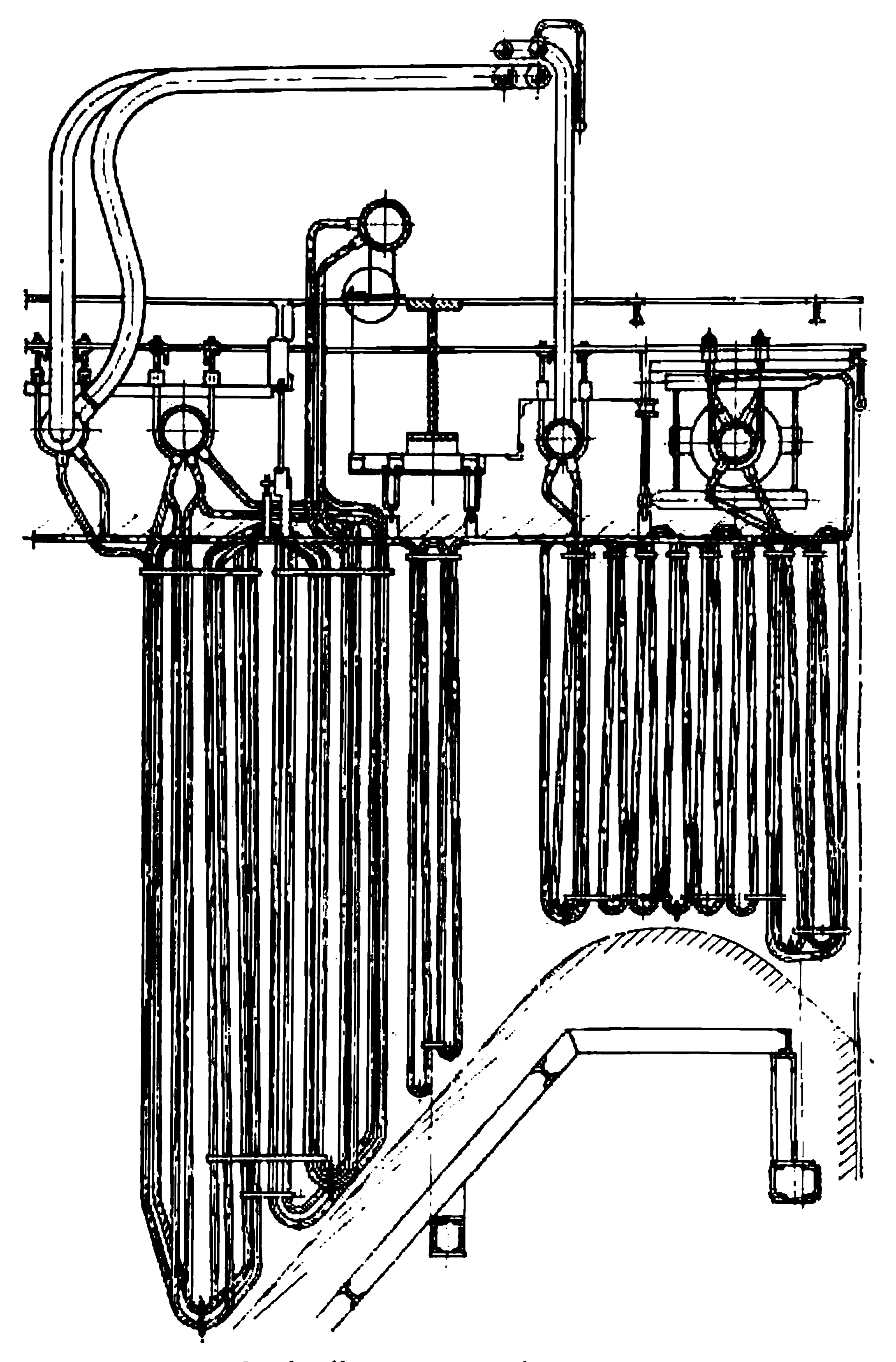


Fig. 126. Surchauffeur de vapeur à serpentins verticaux

L'emploi de plusieurs arrivées de vapeur répartit celle-ci d'une façon plus uniforme entre les divers serpentins. La vapeur circule dans les serpentins sous l'effet de la différence qui existe entre la pression du tambour et celle du dispositif récepteur. Pour que cette

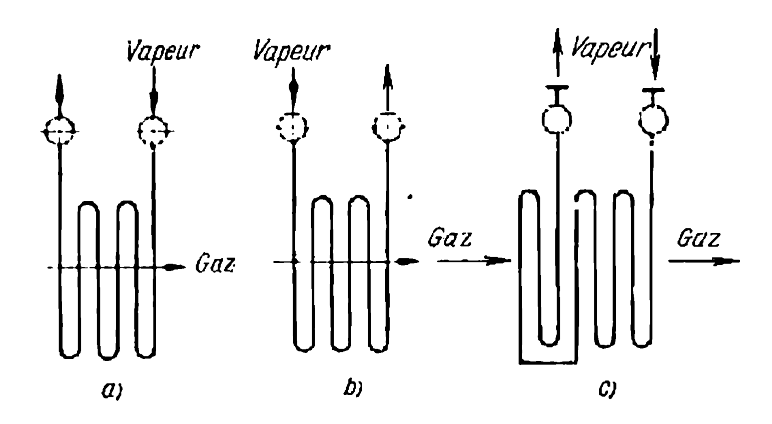


Fig. 127. Courants relatifs de la vapeur et des gaz de combustion dans les surchauffeurs :
a — système à contre-courant ; *b* — système à courant parallèle ; *c* — système mixte

différence, ou perte de charge, ne dépasse pas 10 % de la pression de la vapeur à la sortie de la chaudière, on recommande d'établir une vitesse moyenne de la vapeur dans les serpentins, comprise entre 15 et 25 m/s pour les basses et moyennes pressions de vapeur, et entre 8 et 16 m/s pour les hautes pressions.

Des vitesses plus faibles provoqueraient un refroidissement insuffisant des parois des tubes, et des vitesses plus fortes entraîneraient des pertes de charge excessives. On utilise divers modes de connexion des tubes pour accroître la sûreté du service des surchauffeurs et réduire le poids de métal consommé (fig. 127).

Les désignations des systèmes de la fig. 127 sont des désignations conventionnelles, car les surchauffeurs de vapeur utilisent habituellement des courants de vapeur à croisements multiples. Le système à contre-courant, qui a pour effet d'accroître l'écart de température, est le système le plus économique. Pour profiter des avantages du système à contre-courant à des températures supérieures à 400 °C, on adopte le mode de connexion mixte. Dans ce système de connexion, les boucles de sortie du surchauffeur, où la température de vapeur est maximale, sont placées dans les régions où le flux thermique est le plus faible, ce qui a pour effet d'abaisser la température des parois métalliques.

La température de la vapeur surchauffée peut varier en cours de service pour de nombreuses raisons. La variation du débit de vapeur de l'ensemble de chaudière a une influence particulière-

ment grande. Quand le débit augmente, la température de la vapeur augmente dans les surchauffeurs convectifs et diminue dans les surchauffeurs à rayonnement.

On utilise principalement les deux procédés suivants pour maintenir la température de la vapeur entre les limites imposées et déterminées antérieurement : variation de la quantité de chaleur envoyée aux surchauffeurs avec les gaz de combustion et prélèvement d'une partie de la chaleur contenue dans la vapeur envoyée à ces surfaces de chauffe.

Dans les installations de moyenne et grande puissance, on règle souvent la température de la vapeur surchauffée à l'aide de réfrigérants de vapeur qui sont du type à mélange (aspersion) ou du type à surface.

Lorsqu'on emploie des réfrigérants de vapeur à surface, ce réglage est assuré par l'eau d'alimentation. En envoyant un débit d'eau plus ou moins élevé dans le réfrigérant de vapeur à surface, qui est placé dans le parcours de la vapeur, on enlève à cette vapeur une partie de la chaleur qu'elle contient, et l'on modifie ainsi sa température à la sortie du surchauffeur. On abaisse la température de la vapeur d'une façon analogue quand on pratique l'aspersion ; dans ce but, on emploie une eau qui a été préalablement désalinisée.

Si le réglage se fait avec des gaz de combustion, on peut détourner du surchauffeur une partie de ces gaz ou bien utiliser des brûleurs supplémentaires, qui fonctionnent suivant les besoins du moment.

§ 2. Les économiseurs (réchauffeurs d'eau d'alimentation)

On emploie les réchauffeurs d'eau d'alimentation, ou *économiseurs*, pour réchauffer l'eau servant à alimenter les chaudières à vapeur et pour abaisser la température des gaz dans la partie arrière des ensembles de chaudière. Le réchauffage de 1 °C de l'eau d'alimentation permet d'abaisser de 2 ou 3 °C la température des produits de combustion.

Les *économiseurs* sont des échangeurs de chaleur à surface, constitués par des tubes en fonte ou en acier. D'après les règlements du Service d'Inspection Soviétique, (Gosgortekhnadzor), on peut installer des économiseurs en fonte jusqu'à une pression de vapeur de 22 bars, en réchauffant l'eau d'alimentation jusqu'à une température inférieure d'au moins 40 °C à la température de la vapeur saturée. Les économiseurs en tubes d'acier peuvent être installés non seulement pour réchauffer l'eau, mais encore pour produire de la vapeur. Dans ce cas, les économiseurs en tubes d'acier sont appelés « économiseurs à ébullition ». Il est interdit d'installer un organe de section-

nement entre la chaudière et un économiseur à ébullition. Compte tenu du risque d'éclatement des tubes, les économiseurs en fonte sont séparés de la chaudière par une soupape de retenue, une soupape de sûreté et une soupape de sectionnement (soupape d'arrêt). D'après le mode de construction des économiseurs en fonte, on distingue les économiseurs à tubes lisses (qui ne sont plus fabriqués en Union

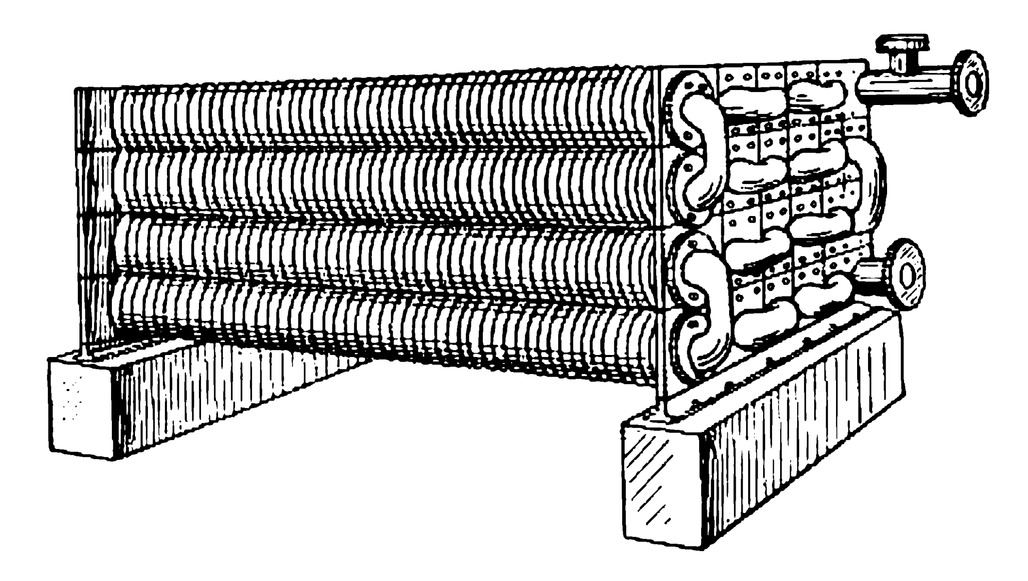


Fig. 128. Groupe de tubes d'un économiseur nervuré en fonte

Soviétique) et les économiseurs à tubes nervurés. Ceux-ci comportent plusieurs modèles. Les modèles ВТИ sont les plus répandus. Ils sont constitués par des tubes ayant un diamètre intérieur de 76 mm et des longueurs de 1,5 m ; 2 m ; 2,5 m et 3 m. Le tube de 2 m a une surface de chauffe de 2,95 m^2 sur le côté gaz et une section nette de 0,12 m pour le passage des gaz. Les nervures de ces tubes ont une section rectangulaire de 146 × 146 mm.

La fig. 128 montre un groupe de tubes nervurés d'un économiseur à nervures annulaires. Les économiseurs installés directement dans les passages de gaz des chaudières qu'ils desservent sont appelés des économiseurs individuels ou isolés, et les économiseurs qui sont réunis en groupes pour plusieurs chaudières sont appelés des économiseurs groupés ou économiseurs de groupes. Les deux systèmes fonctionnent d'une façon parfaitement sûre quand l'eau d'alimentation est envoyée continuellement dans les chaudières. Si cette eau n'est envoyée dans les chaudières que d'une façon périodique, les économiseurs de groupes ont un fonctionnement mieux adapté, car pratiquement ils envoient constamment de l'eau d'alimentation dans l'une ou l'autre des chaudières du groupe.

Pour réduire les dépôts de cendres quand on utilise des écono-

miseurs individuels ou des économiseurs de groupes, il est recommandé de disposer les tubes uniquement dans des passages verticaux des gaz de combustion, de façon que les gaz descendent et qu'au contraire l'eau s'élève. Pour que les surfaces de chauffe des économiseurs se débarrassent elles-mêmes de cendres, il est recommandé de donner aux gaz de combustion les vitesses suivantes: 5 à 5,5 m/s avec un tirage naturel et 10 à 12 m/s avec un tirage forcé.

Il est recommandé de placer les économiseurs à ébullition, de même que les économiseurs en fonte, dans des passages verticaux des gaz de combustion, en faisant circuler l'eau de bas en haut. On accroît ainsi la sûreté de fonctionnement de l'installation. Dans le même but, on réglemente également la vitesse de l'eau envoyée dans les tubes des économiseurs. Cette vitesse doit être d'au moins 0,5 à 0,6 m/s dans les économiseurs à ébullition et d'au moins 0,3 m/s dans les économiseurs en fonte.

Les produits de combustion contiennent de la vapeur d'eau et des cendres volantes. Lorsque la température des produits de combustion est inférieure au point de rosée de la vapeur d'eau autour des parois froides des tubes, la vapeur d'eau se condense et se dépose avec les cendres de combustible sur la surface de chauffe. L'encrassement de cette surface par les cendres réduit le coefficient de transmission de la chaleur. En outre, les tubes d'économiseurs en acier (économiseurs à ébullition) se corrodent très activement. La condensation de la vapeur d'eau et la corrosion sont particulièrement intenses en présence du gaz sulfureux. Pour s'opposer à cette condensation de la vapeur d'eau, on recommande de réchauffer l'eau envoyée dans les économiseurs. Ce réchauffage doit atteindre une température supérieure à la température du point de rosée d'au moins 10 °C. On détermine cette dernière température d'après la tension partielle de la vapeur d'eau dans des produits de combustion, et on corrige le résultat pour tenir compte du soufre contenu dans le combustible.

§ 3. Les réchauffeurs d'air

Les *réchauffeurs d'air* de la plupart des chaudières modernes sont des échangeurs de chaleur tubulaires à surface. Lorsqu'on refroidit de 1 °C les produits de combustion, l'air froid employé pour brûler le combustible se réchauffe d'environ 1,2 à 1,5 °C. Le réchauffage de l'air facilite et accélère le séchage et l'inflammation des combustibles humides et des combustibles de qualité inférieure. Il permet également d'intensifier la transmission de chaleur à l'intérieur du foyer par l'augmentation de la température de la flamme

du brûleur; d'autre part, comme la température des fumées à la sortie de l'installation diminue, le rendement des chaudières augmente. Il a été démontré expérimentalement que le rendement augmente d'environ 1 % quand la température de sortie des fumées diminue de 15 ou 25 °C.

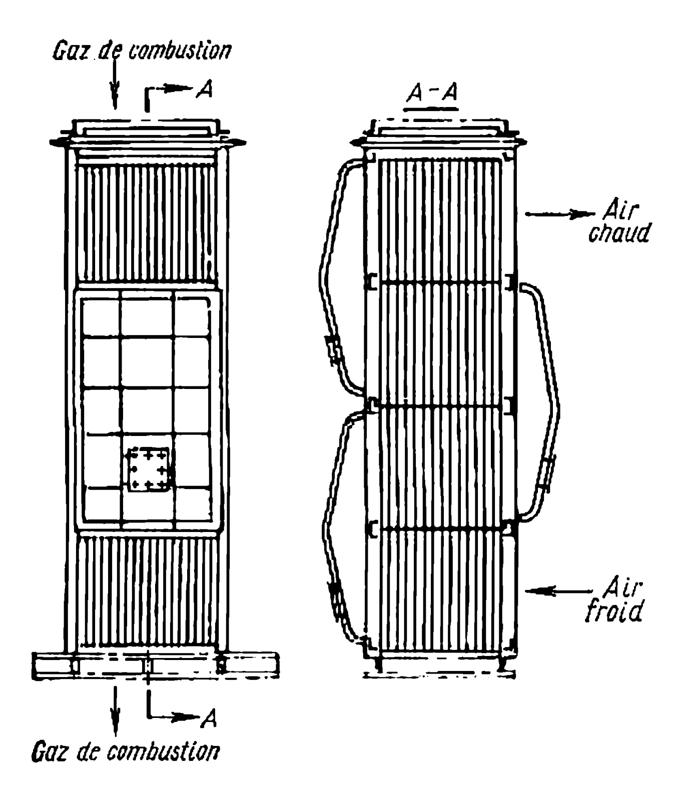


Fig. 129. Schéma des courants d'air et des gaz de combustion dans un réchauffeur d'air tubulaire

Le réchauffage de l'air est réglementé en fonction de la catégorie du combustible employé et du procédé de combustion. Les limites habituelles du réchauffage sont comprises entre 150 et 400 °C. Le réchauffage de l'air s'est particulièrement développé pendant ces 30 dernières années, depuis que l'on réchauffe l'eau d'alimentation par récupération avec de la vapeur de soutirage des turbines. Lorsqu'on a ainsi réchauffé l'eau d'alimentation au-delà de 100 °C, il a fallu se demander comment on utiliserait la chaleur des fumées, qui ne pouvaient plus alors être suffisamment refroidies dans les économiseurs. Lorsqu'on réchauffe fortement l'eau d'alimentation, le réchauffeur d'air permet de refroidir fortement également les fumées, car la température d'entrée de l'air dans les réchauffeurs d'air ne dépasse pas habituellement 30 à 40 °C.

Les réchauffeurs d'air sont habituellement des réchauffeurs à contre-courant, afin d'abaisser la température des fumées jusqu'à

la limite inférieure possible. Les réchauffeurs d'air sont à un seul étage quand on réchauffe l'air en dessous de 300 °C et à deux étages quand on réchauffe l'air à une température plus élevée. Dans les réchauffeurs d'air à deux étages, on installe un économiseur entre les deux étages.

Les installations de chaudière utilisent divers types de réchauffeurs d'air. Les types les plus répandus sont des réchauffeurs d'air tubulaires.

Les réchauffeurs d'air tubulaires (fig. 129) sont constitués par des tubes en acier de 40 et 51 mm de diamètre et de 1,5 mm d'épaisseur. Les tubes sont groupés en faisceaux qui sont eux-mêmes groupés pour constituer des groupes verticaux. Les fumées circulent de haut en bas à l'intérieur des tubes à une vitesse de 12 à 16 m/s, et l'air est envoyé transversalement et à l'extérieur des tubes par un ventilateur, avec une vitesse de 0,5 à 0,6 fois la vitesse des gaz de combustion.

Dans la conduite des réchauffeurs d'air, ainsi que dans celle des économiseurs, on s'efforce d'éviter toute condensation de vapeur d'eau sur les surfaces de chauffe. Dans ce but, on fait recirculer une partie de l'air déjà réchauffée, en le mélangeant avec de l'air froid, ou bien l'on réchauffe préalablement l'air froid dans des échangeurs de chaleur à surface, qui sont chauffés par de la vapeur pour ainsi dire perdue (vapeur ayant déjà travaillé ou bien vapeur de soutirage).

Chapitre VIII

LES ÉCHANGES DE CHALEUR PAR CONVECTION DANS L'ENSEMBLE D'UNE CHAUDIÈRE

On utilise les trois relations fondamentales suivantes pour calculer la surface de vaporisation, la surface des économiseurs et la surface des surchauffeurs de vapeur:

1) chaleur absorbée par le milieu chauffé:

$$Q = \frac{D}{B_c}(i'' - i') \text{ kcal/kg}; \qquad (4\text{-}81)$$

2) chaleur cédée par les produits de combustion:

$$Q = \varphi (I' - I'' + \Delta\alpha I_0) \text{ kcal/kg}; \qquad (4\text{-}82)$$

3) chaleur absorbée par la surface de chauffe considérée:

$$Q = \frac{H k_c \Delta t}{B_c} \text{ kcal/kg}. \qquad (4\text{-}83)$$

Dans ces relations:

B_c consommation calculée (nominale) de combustible, en kg/h;

i' et i'' (respectivement) enthalpie de l'eau ou de la vapeur à l'entrée et à la sortie de la surface de chauffe, en kcal/kg;

I' et I'' (respectivement) enthalpie des gaz de combustion à l'entrée et à la sortie de la surface de chauffe, en kcal/kg;

$\Delta\alpha I_0$ quantité de chaleur apportée par l'air aspiré, en kcal/kg;

φ coefficient de conservation de la chaleur, tenant compte des pertes de chaleur dans le milieu extérieur:

$$\varphi = \frac{100 - q_5}{100};$$

H surface de chauffe calculée (nominale) en m²;

k_c coefficient de transmission de chaleur calculé (nominal) rapporté à la surface de chauffe, en kcal/m² h °C;

Δt différence moyenne de température entre les gaz de combustion et le fluide absorbant la chaleur, en °C.

Le calcul thermique d'une chaudière consiste à résoudre les trois équations précédentes. Suivant le but du calcul, on résout la dernière équation en Q ou bien en H. Quand on veut déterminer la surface de vaporisation, on opère uniquement à l'aide des deux dernières formules.

On calcule la surface des réchauffeurs d'air avec les mêmes formules que la surface des économiseurs. Mais la première relation est modifiée comme suit:

$$Q = \alpha V^0 (I'' - I') \text{ kcal/kg}, \qquad (4\text{-}84)$$

avec α coefficient d'excédent d'air dans le réchauffeur d'air;

I' et I'' (respectivement) enthalpie de l'air théoriquement nécessaire à l'entrée et à la sortie du réchauffeur, en kcal/kg.;

V^0 quantité d'air théoriquement nécessaire pour la combustion de 1 kg de combustible en Nm³/kg.

Chapitre IX

ÉQUIPEMENT AUXILIAIRE, MAÇONNERIE ET CARCASSE

§ 1. Equipement de tirage et de soufflage

L'équipement de tirage et de soufflage est destiné à amener l'air dans les foyers des chaudières, à assurer le déplacement des produits de combustion par les carneaux et leur évacuation dans l'atmosphère à une hauteur déterminée par le règlement sanitaire.

Dans la plupart des installations, les dispositifs de soufflage comprennent un ou plusieurs ventilateurs centrifuges installés

en parallèle. Ces ventilateurs aspirent l'air du local où se trouve la chaudière, à température de 20 à 40 °C et l'amènent dans les foyers par l'intermédiaire des réchauffeurs d'air, des brûleurs ou d'autres dispositifs. Ce n'est que dans les petites installations, où on brûle le bois, la tourbe ou de grands morceaux de charbon qu'on utilise, pour amener l'air, au lieu de ventilateurs de soufflage, la dépression créée par les dispositifs de tirage.

Les dispositifs de tirage se présentent sous forme de cheminées ou de cheminées combinées avec des aspirateurs de fumée. Dans le premier cas, c'est-à-dire lorsqu'on utilise seulement des cheminées, le tirage créé dans l'installation est appelé tirage naturel et lorsqu'on utilise des aspirateurs de fumée combinés avec des cheminées, il est dit artificiel ou forcé. Le tirage naturel est généralement utilisé dans les installations où la perte de pression du côté du gaz, à l'exclusion de la perte de pression dans la couche de combustible, ne dépasse pas 40 à 60 mm de colonne d'eau. Dans de telles installations, la perte de pression dans la couche de combustible est surmontée par les ventilateurs de soufflage et la hauteur des cheminées est de 80 à 120 m. Les cheminées sont construites en briques, en béton armé ou en viroles d'acier. Afin d'augmenter la stabilité, ces cheminées sont de forme tronçonique et leur fût comporte un fruit extérieur de 0,02 à 0,03 mm par m, et le diamètre intérieur à la base est de 0,025 à 0,05 de la hauteur totale. Afin d'assurer un tirage stable, les vitesses de sortie des gaz des cheminées, c'est-à-dire les vitesses à la base de la cheminée, sont normalisées. Avec une charge minimale de l'installation, la vitesse à la base ne doit pas être inférieure à 4 m/s car, lorsque cette vitesse est plus petite, lors d'un vent on observe des manques de tirage fréquents. La vitesse maximale des gaz à la base de la cheminée à tirage naturel ne doit pas être supérieure à 9 ou 10 m/s et à tirage artificiel elle ne doit pas dépasser 18 ou 20 m/s, car des vitesses plus élevées provoquent un accroissement excessif de la perte de pression dans la cheminée. Le calcul de la résistance de la cheminée doit être fait de façon qu'avec un fort vent la différence entre les efforts de traction, dus à la flexion, et les efforts de compression, dus au poids propre dans la maçonnerie, ne provoquent pas des efforts de traction dépassant 0,1 kg/cm² et que les efforts de compression, dus à la flexion et au poids propre, ne dépassent pas les pressions admissibles sur les briques et sur le sol.

Il convient de placer sous la cheminée des chambres destinées à recevoir les grosses fractions de cendres, d'où on peut les évacuer périodiquement à l'aide d'éjecteurs à air ou à vapeur.

Les cheminées en briques sont garnies dans leur partie inférieure des briques de chamotte réfractaires. Les cheminées métalliques sont en tôles d'acier de 4 à 12 mm d'épaisseur. Vu que l'acier

est très rapidement attaqué par l'action combinée de la vapeur d'eau, du gaz sulfureux et de l'oxygène, on fabrique les cheminées en tôle seulement pour des installations provisoires ou de faible puissance. La durée de service normale d'une cheminée en briques est de 50 à 80 ans, tandis que pour les cheminées en tôle, vu la corrosion, cette durée est d'environ 10 fois plus petite. La hauteur requise des cheminées est déterminée par le calcul, en fonction de la perte de pression dans l'installation desservie par ces cheminées. Plus la perte de pression dans la chaudière est grande, plus la cheminée doit être élevée. La hauteur minimale admissible est déterminée par le règlement sanitaire.

Le *tirage naturel* dans une cheminée est créé par la force qui est due à la différence de poids d'une colonne d'air, qui entoure la cheminée, et d'une colonne de produits de combustion de même hauteur, qui se trouvent à l'intérieur de la cheminée. Cette force doit surmonter les pertes de pression provoquées par le mouvement des produits de combustion dans l'installation.

La force de tirage naturel est déterminée par la formule

$$S = H \cdot 273g \left(\frac{\gamma_a^0}{273 + t_a} - \frac{\gamma_g^0}{273 + t_g} \right) \frac{P_{bar}}{760} \text{ pascals,} \qquad (4\text{-}85)$$

où H est la hauteur de la cheminée, en mètres;

P_{bar} est la pression barométrique de l'air, en mm de colonne de Hg;

γ_a^0 et γ_g^0 sont les masses spécifiques respectifs de l'air et des gaz à conditions normales, en kg/m³;

t_a et t_g sont les températures moyennes de l'air et des gaz, en °C.

Après avoir calculé la perte de pression dans l'installation et sachant qu'elle doit être égale à la force de tirage, on trouve par la formule (4-85) la hauteur de la cheminée. On précise la hauteur de la cheminée après avoir calculé la perte de pression dans la cheminée même et après avoir ajouté sa valeur à la perte de pression dans la chaudière.

Dans les installations modernes comprenant des économiseurs et des réchauffeurs d'air, c'est-à-dire dans les groupes à faible température des gaz partants, les pertes de pression augmentent tellement que les cheminées de hauteur normale deviennent insuffisantes. Pour cette raison dans de telles installations, on complète les cheminées par des aspirateurs de fumée, qui sont des ventilateurs centrifuges de moyenne pression avec paliers refroidis et des pièces rotoriques plus résistantes.

Selon le mode d'amenée du gaz par les aspirateurs de fumée dans les cheminées, on distingue les installations à action *directe* et celles à action *indirecte*. Dans les installations à action directe (fig. 130), qui prédominent, les gaz des chaudières sont refoulés par les aspi-

rateurs dans la partie inférieure de la cheminée et sont évacués ensuite dans l'atmosphère grâce à la pression créée par l'aspirateur et le tirage des cheminées. Dans les installations à action indirecte (fig. 131), la principale quantité de gaz est dirigée directement dans la cheminée et les aspirateurs de fumée envoient une partie des gaz

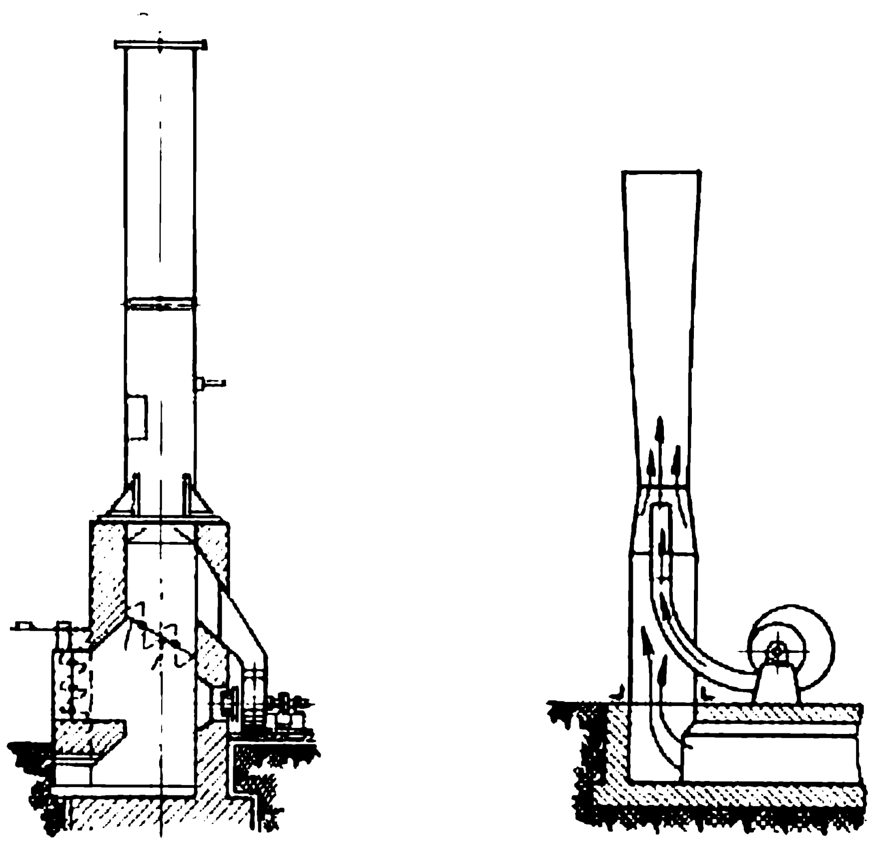


Fig. 130. Schéma d'installation d'un aspirateur de fumée à action directe

Fig. 131. Schéma d'installation d'un aspirateur de fumée à action indirecte

dans un éjecteur disposé dans la partie inférieure de la cheminée. De cette façon, la pression complémentaire qui manquait pour l'évacuation de la masse principale des gaz, est créée par l'aspirateur de fumée à l'aide d'un éjecteur. Vu le faible rendement des éjecteurs, ce mode de tirage artificiel est peu employé.

§ 2. Equipement pour le nettoyage des gaz

Les produits de combustion évacués des chaudières dans l'atmosphère sont pollués par le gaz carbonique et le gaz sulfureux, par les produits de combustion incomplète du combustible et des particules de cendres et de charbon qui n'a pas brûlé.

Lors de l'utilisation des anthracites pulvérisés et de l'évacuation de mâchefer sec, la quantité de cendres dans les gaz atteint 85 % de la teneur totale de cendres dans le combustible. La quantité minimale de cendres arrive dans les carneaux lorsqu'on brûle le charbon par couches. Mais même dans ce cas, la quantité de cendres emportées est de 20 %.

Afin de protéger la santé de la population et d'améliorer les conditions hygiéniques des villes, on a adopté en U.R.S.S. des règles de nettoyage des produits de combustion avant leur départ dans l'atmosphère. Pour assurer une bonne dispersion du gaz carbonique et des autres produits gazéiformes, contenus dans les gaz de combustion, on utilise de hautes cheminées. La hauteur des cheminées est normalisée dans les règlements sanitaires, en fonction de la quantité de combustible brûlé dans la chaudière et de l'endroit de l'installation de la chaufferie, par rapport aux maisons d'habitation. Si la chaufferie se trouve près des maisons de 15 m de hauteur et plus, la hauteur minimale de la cheminée ne doit pas être inférieure à 45 m, même pour une faible consommation de combustible. Pour de grandes consommations du combustible la hauteur des cheminées augmente. Au cours des dernières années, on construit en U.R.S.S. des cheminées en briques hautes de 100 à 110 m et les cheminées en béton armé atteignent 120 ou 130 m. Lorsque l'installation brûle plus de deux tonnes à l'heure de combustible solide, en plus de la construction d'une haute cheminée, on doit également nettoyer les produits de combustion.

Le dépoussiérage se fait dans les dépoussiéreurs à voie sèche ou humide ainsi que dans les filtres électriques. On évalue le fonctionnement des dépoussiéreurs d'après les coefficients de dépoussiérage total et fractionnaire. Le coefficient total indique la part de poussière captée par rapport à la quantité amenée dans les dépoussiéreurs. Le coefficient fractionnaire représente la même grandeur que le coefficient total mais calculée pour des particules de dimensions déterminées. Les coefficients d'épuration les plus élevés sont assurés avec des filtres électriques et des dépoussiéreurs à voie humide (90 à 95 %). Au cours des dernières années, vu l'accroissement des exigences concernant le dépoussiérage des produits de combustion, on préfère des dépoussiéreurs humides car avec la combustion des charbons maigres et de l'anthracite, les filtres électriques assurent un coefficient de dépoussiérage plus bas (80 à 85 %). Les dépoussiéreurs secs sont beaucoup plus simples et leur entretien revient meilleur marché, mais leur efficacité est plus réduite. Pour cette raison, ils ne sont utilisés que dans de petites installations ou comme premier étage de dépoussiérage. Parmi les différents types des dépoussiéreurs secs, on utilise des chambres de dépôt, des dépoussiéreurs à jalousies, des cyclones simples et

des batteries de cyclones. Dans tous les dispositifs énumérés, on obtient la séparation de la poussière du flux de gaz en faisant changer la direction et la vitesse de ce flux.

Chambres de dépôt. Ces chambres sont les dispositifs les plus simples pour le captage de gros grains de poussière. On dispose ces chambres directement dans les carneaux des chaudières et elles forment une partie élargie de ces carneaux. En arrivant dans les chambres de dépôt, le flux des gaz poussiéreux perd sa vitesse et parfois change de direction, ce qui contribue au dépôt de plus grosses particules de poussière. Le coefficient total de dépoussiérage (le rendement) des chambres de dépôt *ne dépasse pas* généralement 20 à 30 %, et dans les cas les plus favorables, il peut atteindre 40 %. Il est permis d'utiliser les chambres de dépôt seulement comme premier étage des dépoussiéreurs. On accroît leur efficacité par un nettoyage fréquent et la diminution de la vitesse des gaz poussiéreux jusqu'à quelques dixièmes de m/s.

Dépoussiéreurs à jalousies. La fig. 132 montre le schéma de l'installation d'un dépoussiéreur à jalousies du centre de recherches thermiques. C'est une chambre rectangulaire à l'intérieur de laquelle sont installées des jalousies en cornière. Ces jalousies sont disposées de façon que la section de la chambre dans le sens du mouvement du flux pour ainsi dire diminue d'abord pour s'élargir ensuite. Les parois à jalousies divisent les gaz poussiéreux en plusieurs veines parallèles dont le sens de mouvement change deux fois. A un tournant brusque, les plus grosses particules de poussière tombent et sont aspirées dans un petit cyclone. Ensuite, les gaz sont envoyés dans un carneau commun au-delà du dépoussiéreur et les poussières déposées sont évacuées. Le coefficient d'évacuation d'un dépoussiéreur à jalousies est d'environ 50 %. Pour cette raison, ces chambres de dépôt sont utilisées seulement comme premier étage des dépoussiéreurs pour la protection des aspirateurs de fumée contre une usure rapide.

Cyclones. La fig. 133 montre un cyclone de type répandu. Pour le dépôt de la poussière dans ces appareils, on utilise la variation de vitesse et de direction du mouvement du flux des gaz ainsi que la force centrifuge de la masse des particules de poussière en mouvement, provoquée par le mouvement forcé des gaz d'après des guides en spirale. La vitesse théorique des gaz à l'entrée du cyclone est de 20 à 25 m/s et au centre du cyclone elle ne dépasse pas 1 ou 2 m/s. La perte de pression dans le cyclone est de 50 à 80 mm de colonne d'eau. Le coefficient moyen total de nettoyage d'un tel cyclone ne dépasse pas 50 à 60 %, c'est pourquoi des cyclones simples peuvent être utilisés seulement comme premier étage des dépoussiéreurs. L'expérience prouve que le rendement d'un cyclone augmente lorsque son diamètre diminue. Pour cette raison dans des chaufferies

de faible et de moyenne puissance, on peut installer des batteries de cyclones comprenant chacune un certain nombre de cyclones de petit diamètre placés dans une enveloppe commune (fig. 134). L'emploi des batteries de cyclones permet d'élever le coefficient d'épuration totale jusqu'à 65 ou 70%.

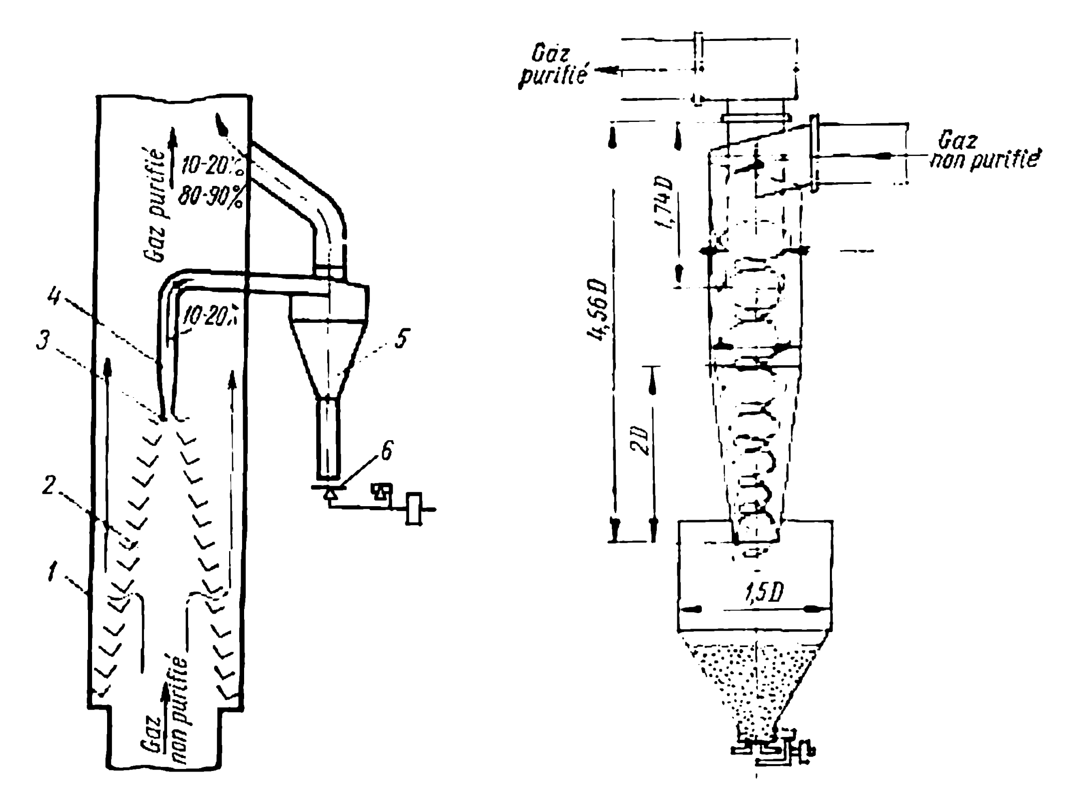


Fig. 132. Dépoussiéreur à jalousies de ВТИ :

1 — enveloppe du carneau ; 2 — jalousies ; 3 et 4 — carneaux pour évacuation d'une partie de produits de combustion pollués dans le cyclone ; 5 — cyclone ; 6 — vanne pour évacuation des cendres

Fig. 133. Schéma d'un cyclone

Dépoussiéreurs à parois humides. Les exigences accrues concernant le dépoussiérage des gaz évacués dans l'atmosphère ont demandé l'emploi des dépoussiéreurs humides à grande efficacité. Dans les grandes centrales électriques, on emploie largement des dépoussiéreurs humides mis au point par le Centre de recherches thermiques (ВТИ). Ces dépoussiéreurs (fig. 135) se classent en deux types : épurateurs centrifuges et épurateurs à barres humides. Par leur présentation extérieure et leur organisation ces appareils diffèrent peu l'un de l'autre. Dans les épurateurs de deux types, l'amenée des gaz poussiéreux se fait par une tubulure montée tangentiellement et l'évacuation des gaz épurés se fait dans la partie supérieure.

On amène l'eau pour l'épuration des gaz par les injecteurs situés suivant une génératrice de cylindre dans une des viroles supérieures du corps cylindrique. En plus, un épurateur à barres humides comporte dans la tubulure d'amenée de gaz des barres de 20 mm de diamètre, placées en quinconce, à pas de 25 à 35 mm qui sont continuellement arrosées par l'eau des injecteurs complémentaires. L'eau polluée des épurateurs est amenée dans une conduite de drainage par des robinets hydrauliques, situés dans la partie inférieure du corps. Le degré d'épuration des gaz dans ces appareils est de 89 à 95 %. Dans un épurateur à barres humides, le degré d'épuration des gaz est en moyenne de 2 % plus élevé que dans un épurateur centrifuge. La consommation d'eau y est de 0,15 à 0,25 kg par m³ de gaz. La perte de pression dans un épurateur est de 60 à 80 mm de colonne d'eau.

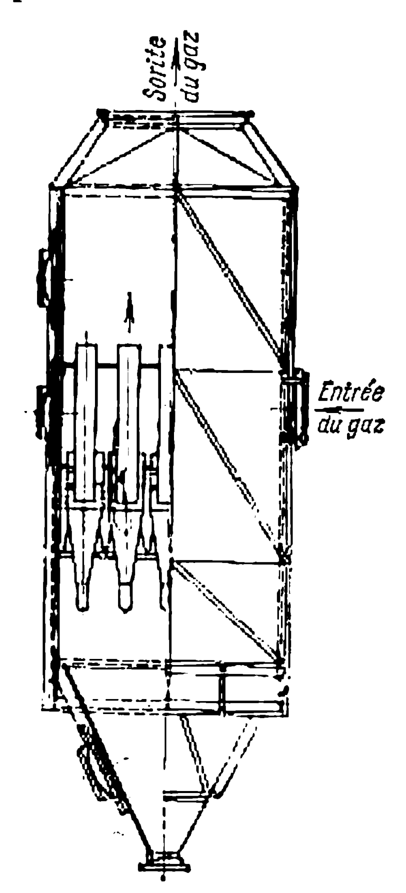


Fig. 134. Batterie de cyclones

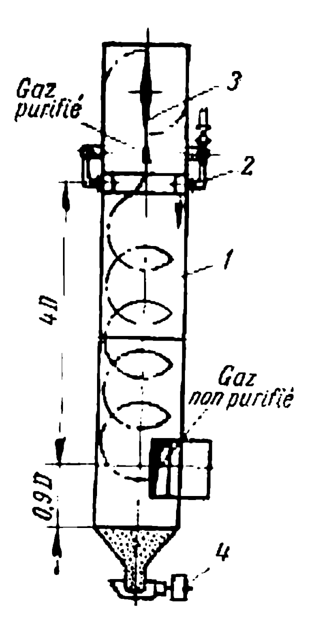


Fig. 135. Epurateur centrifuge:
1 — corps de l'épurateur; *2* — injecteurs pour l'amenée de l'eau; *3* — vanne d'étranglement; *4* — vanne pour évacuation de l'eau polluée et des cendres

§ 3. Maçonnerie des chaudières et carcasse

Maçonnerie. La maçonnerie comprend les murs des carneaux et les murs extérieurs des chaudières. Vu que la pression dans le foyer et dans les carneaux de la chaudière est inférieure à celle de

l'air ambiant, la maçonnerie doit être tellement dense que l'air ambiant ne puisse pas pénétrer dans les carneaux par les fissures. En même temps, la maçonnerie assure l'isolation thermique et doit réduire les pertes de chaleur dans le milieu ambiant. La température de la surface extérieure de la maçonnerie ne doit pas dépasser 50 à 60° C. En plus, elle doit présenter une bonne résistance mécanique et être faite en matériau peu déficitaire. La maçonnerie des chaudières de faible et de moyenne puissance à hauteur ne dépassant pas 12-15 m se fait en briques. La partie extérieure de la maçonnerie est en briques de construction et la partie intérieure en briques réfractaires. L'épaisseur de la maçonnerie est la suivante: briques de construction 1 à 1,5 brique, briques réfractaires 0,5 à 1 brique. La partie réfractaire de la maçonnerie est appelée garnissage. Le garnissage à épaisseur de 0,5 brique est installé dans les carneaux, baignés par les produits de combustion à température de 600 à 700°. Pour des températures plus élevées on augmente l'épaisseur du garnissage. Le garnissage est placé sur un mortier comprenant 20 à 50 % d'argile réfractaire et 50 à 80 % de poudre de chamotte, auxquelles on ajoute la quantité requise d'eau. La poudre de chamotte est obtenue par concassage des briques de chamotte dans des concasseurs à boulets jusqu'au calibre de 0,5 à 3 mm.

Afin d'augmenter la stabilité de la maçonnerie des chaudières dont la hauteur dépasse 15 m, on divise cette maçonnerie en parties placées sur les charpentes métalliques de la carcasse. En plus, dans de nombreux cas au lieu des briques on utilise des dalles en matériaux réfractaires. Des voûtes dans ces chaudières sont exécutées sous forme d'éléments suspendus en béton réfractaire ou en brique de forme, dont chacun est suspendu sur les tubes de la surface de chauffe ou sur les poutres de la carcasse. Une importante partie de la maçonnerie est formée par les cloisons séparant les carneaux et les revêtements calorifuges en gunite de la surface de chauffe, dont on veut éviter le contact avec les gaz. A l'intérieur des faisceaux de tubes, les cloisons sont en plaques de fonte, en feuilles d'asbeste et en gunite.

Carcasse. D'après la destination on divise la carcasse d'une chaudière en carcasse de fixation et carcasse portante. Une carcasse de fixation est utilisée pour la fixation de la maçonnerie, et la carcasse portante sert à fixer et à soutenir toute la charpente métallique de la chaudière et à transmettre son poids à la fondation. Les carcasses sont en poutrelles métalliques dont les dimensions sont déterminées par le calcul de la résistance en fonction des charges. Afin d'éviter des pressions spécifiques excessives sur les fondations, toutes les colonnes portantes sont dotées de patins d'appui, et les dimensions de la surface intérieure des patins sont calculées de façon à exercer une pression admissible pour le matériau de la fon-

dation. On fixe la chaudière à la carcasse de manière à assurer la dilatation libre de toutes les pièces lors de l'échauffement. Les jeux entre la maçonnerie et les pièces en acier de la chaudière sont remplis d'amiante. La carcasse est disposée de façon que les colonnes portantes, les poutres et les éléments de fixation ne soient pas réchauffés par les gaz.

§ 4. Pompes d'alimentation et conduites

Dans les installations fixes pour alimenter les chaudières en eau, on utilise de préférence des pompes à piston ou des pompes centrifuges.

Dans les petites chaufferies, situées loin des sources d'énergie, on utilise des pompes à piston actionnées par des machines à vapeur. Dans les autres installations, on utilise des pompes centrifuges à plusieurs étages commandées par des moteurs électriques.

Les conduites de vapeur et les conduites d'eau d'alimentation sont en tuyaux d'acier étirés à parois, dont l'épaisseur a été prévue pour la pression correspondante. Le nombre des conduites d'eau d'alimentation dans une chaufferie doit être égal à deux au moins (une tuyauterie de service et l'autre de réserve). Les conduites de vapeur ne sont dédoublées que dans des installations spéciales.

Chapitre X

RÉGIME D'EAU DES CHAUDIÈRES ET MÉTHODES DE TRAITEMENT DES EAUX D'APPOINT

§ 1. Régime d'eau des chaudières

Dans les entreprises industrielles, toute la vapeur produite par les chaudières ne revient pas sous forme de condensat pur. Les pertes sont considérables et dans de nombreux cas atteignent 10 à 20%. Ces pertes sont compensées par l'eau venant des sources d'eau naturelle. Cette eau naturelle est appelée eau initiale. Avant de l'envoyer dans les chaudières, on la soumet à un traitement spécial. L'eau naturelle contient toujours une quantité plus ou moins grande de sels et de gaz dissous ainsi que de substances non dissoutes en suspension. Tous ces sels, gaz et suspensions sont des impuretés nuisibles surtout lorsqu'ils se trouvent en concentration élevée. Les plus nuisibles sont les substances formant le tartre et les gaz provoquant une corrosion. Parmi les substances formant le tartre se trouvent différentes compositions de calcium et de magné-

sium qui sont peu solubles dans l'eau. Les gaz les plus corrosifs sont l'oxygène et le gaz carbonique. Lorsque l'eau s'échauffe et s'évapore, sur la surface de chauffe des chaudières se déposent le tartre et le schlamm.

On entend par tartre une couche résistante et par schlamm un précipité meuble qui se dépose dans les parties basses des chaudières.

Le schlamm se dépose sous forme de petites particules qui au début se trouvent en suspension dans l'eau et ensuite, lorsque leur quantité et les dimensions augmentent, se précipitent. La conductivité thermique du tartre et du schlamm est de beaucoup inférieure à celle des parois métalliques de la surface de chauffe. Pour cette raison, le dépôt de tartre et de schlamm diminue la transmission de la chaleur depuis les gaz à l'eau, provoque un échauffement excessif des parois métalliques accompagné de la baisse de leur résistance mécanique et de la formation de fissures et de laises. Le tartre et le schlamm peuvent provoquer une consommation excessive du combustible et même des avaries. Avec une épaisseur de tartre de 1 ou 2 mm la consommation excessive du combustible est de 1,5 à 2,5 %. L'oxygène et l'acide carbonique dissous dans l'eau provoquent la corrosion des conduites et de la surface de chauffe; ce processus devient particulièrement actif lorsqu'on réchauffe l'eau jusqu'à la température d'ébullition. Pour améliorer l'exploitation des chaudières, il faut observer un régime d'eau qui protège les chaudières contre la corrosion et contre le dépôt de tartre et de schlamm, tout en assurant les caractéristiques requises de la vapeur produite.

Pour éliminer les impuretés nuisibles de l'eau initiale ou pour les remplacer par d'autres impuretés moins aptes à former le tartre et le schlamm, on soumet l'eau à un traitement spécial et on contrôle de façon continue le régime d'eau des chaudières.

§ 2. Caractéristiques des eaux naturelles

On évalue la qualité de l'eau naturelle d'après plusieurs signes: concentration des sels solubles, teneur en gaz corrosifs, alcalinité et dureté. On appelle dureté la teneur en composés de calcium et de magnésium calculée en milligrammes-équivalents par litre pour la mesure des grandes duretés et en microgrammes-équivalents par litre pour la mesure des faibles duretés. Un milligramme-équivalent par litre correspond à la teneur de 20,04 mg de calcium ou de 12,16 mg de magnésium par litre d'eau.

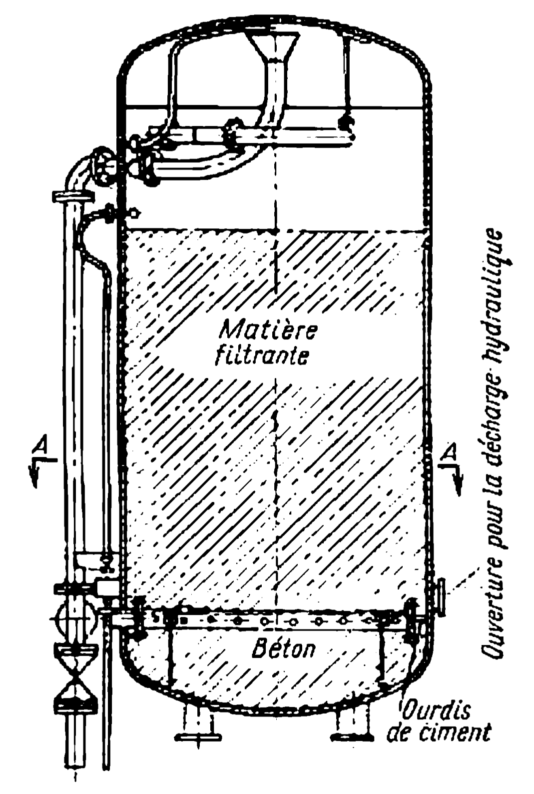
On divise la dureté totale de l'eau, c'est-à-dire la concentration totale d'impuretés, en dureté temporaire et dureté permanente. La dureté temporaire est due surtout à la présence dans l'eau des carbonates de calcium et de magnésium. Lorsqu'on chauffe long-

temps l'eau jusqu'à 95 à 100 °C, la dureté temporaire diminue considérablement par suite de la précipitation des carbonates de calcium et de magnésium. La dureté permanente est évaluée d'après la teneur en chlorures, en sulfates, en nitrates, en silicates, en phosphates de calcium et de magnésium.

§ 3. Méthodes de traitement des eaux d'appoint et équipement utilisé à cette fin

Il existe plusieurs méthodes de traitement des eaux pour éliminer les composés provoquant la dureté temporaire et la dureté permanente. A cette fin, on utilise dans les installations industrielles la méthode d'adoucissement de l'eau qui consiste à remplacer dans l'eau les cations de calcium et de magnésium par d'autres cations, par exemple, par ceux de sodium, d'ammonium ou d'hydrogène dont les composés sont bien solubles dans l'eau et ne forment pas de tartre.

Pour le traitement de l'eau on utilise largement les méthodes suivantes: clarification, coagulation, dégazage, adoucissement et désalinisation. Selon la qualité de l'eau naturelle et les exigences vis-à-vis de l'eau d'alimentation des chaudières, on la traite en utilisant les méthodes indiquées, convenablement combinées.



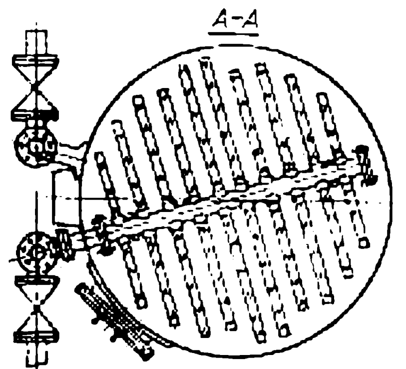


Fig. 136. Schéma d'un filtre clarificateur

La clarification de l'eau naturelle se fait par décantation ou filtration. Vu que les petites suspensions se déposent lentement et les volumes des décanteurs doivent être très encombrants, la décantation des eaux pour les chaudières est utilisée rarement. Le filtrage se fait à travers l'anthracite en petits grains (0,5 à 1,5 mm), le sable de quartz ou le marbre broyé, placés dans de longs récipients cylindriques montés verticalement (fig. 136). Les dimensions du filtre dépendent du débit requis et de la vitesse de filtrage admissible

de l'eau (5 à 7 m/h dans la section transversale libre du filtre). L'eau polluée est amenée par en haut sur la couche de filtration et l'eau filtrée est recueillie en bas du système de drainage.

Un filtre pollué est lavé par un courant inverse d'eau. Pour mieux ameublir la masse d'anthracite lors du lavage, on fait passer l'air comprimé avec la veine d'eau. Le système de drainage du filtre est généralement en tubes, placés en éventail dans la partie inférieure du corps et sur lesquels on a fixé en haut des tubulures à chapeaux en matière plastique. Ces chapeaux comportent des fentes de 0,4 × 40 mm pour le passage de l'eau. L'épaisseur de la couche filtrante d'anthracite est de 1,5 à 2 m. On distingue des filtres à un et à deux flux. Dans le filtre à un flux, l'eau polluée est envoyée seulement dans un sens, de haut vers le bas. Dans un filtre à deux flux, l'eau polluée est envoyée par en haut et par en bas. L'eau clarifiée est évacuée au milieu du filtre.

Coagulation. Les très petites suspensions d'origine organique ou minérale, dites substances colloïdales en suspension, ne sont presque pas éliminées de l'eau lors d'une filtration ordinaire. Pour les éliminer, on rajoute à l'eau des réactifs spéciaux qui contribuent à réunir les substances colloïdales en suspension pour former une mousse et on ne filtre l'eau qu'après la coagulation. On utilise comme coagulants les sulfates d'aluminium et de fer, ainsi que la couperose verte. On trouve la quantité optimale du coagulant par voie expérimentale. Le plus souvent la dépense en coagulant est de 0,4 à 0,8 milligramme-équivalent par litre d'eau. Pour améliorer le processus de coagulation, il est recommandé d'avoir une température de l'eau supérieure à 15° C, une valeur de pH dépassant 7 ou 8 unités et une durée de réaction de 15 minutes au minimum.

Adoucissement. On peut adoucir l'eau par deux méthodes: la précipitation des impuretés et l'échange d'ions.

Lors de l'emploi de la première méthode, on ajoute dans l'eau de la chaux et de la soude ou du phosphate trisodique. Le carbonate de calcium et l'hydroxyde de magnésium se précipitent alors. La chaux agit sur les composés contenant du carbonate et la soude, sur les composés qui n'en contiennent pas. Le phosphate trisodique agit sur les uns et sur les autres.

La durée du processus et son efficacité dépendent de la température de l'eau et de la construction de l'appareillage. Vu les grandes dimensions de l'appareillage requis et la complexité d'entretien ainsi que la faible qualité de l'eau adoucie, cette méthode n'est utilisée que rarement.

L'adoucissement de l'eau naturelle par l'échange d'ions se ramène à la filtration de l'eau dure par une couche de matériaux à petits grains, capable d'assurer l'échange d'ions. On utilise en

U.R.S.S. comme cationite industriel les sulfocharbons, saturés pendant le traitement, la régénération, d'ions de sodium, d'ammonium ou d'hydrogène.

Durant le processus d'échange d'ions, les cations de calcium et de magnésium qui se trouvent dans l'eau dure, sont absorbés par la substance échangeuse d'ions et à leur place dans l'eau passent les cations de sodium, d'ammonium et d'hydrogène, qui se trouvaient auparavant dans la substance assurant l'échange d'ions. Après un tel traitement l'eau dure est adoucie. La capacité d'absorption du cationite est déterminee par la quantité des cations des impuretés en grammes-équivalents, qui peut être absorbée par 1 m^3 de cationite lors de la filtration de l'eau. La capacité d'absorption approximative des sulfocharbons lors de l'utilisation des échangeurs de cation Na^+ et de cation NH_4 est de 300 grammes-équivalents/m^3, et de 200 grammes-équivalents par m^3 lors dé l'utilisation des échangeurs de cation H^+.

D'après leur présentation extérieure et l'organisation, les filtres à cationite ne diffèrent presque pas des filtres de clarification (fig. 136). Le cycle de fonctionnement des filtres à cationite comprend quatre opérations séparées: adoucissement, ameublissement, régénération et lavage. Les vitesses de filtration de l'eau d'après les opérations sont les suivantes: lors de la régénération et le lavage 5 à 7 m/h, lors de l'ameublissement 14 à 18 m/h, et lors de l'adoucissement de 5 à 40 m/h en fonction de la dureté initiale de l'eau. Plus la dureté est grande et plus la vitesse de filtration sera petite. Avec une exploitation normale, la dureté résiduelle de l'eau adoucie destinée aux chaudières cylindriques à haute pression ne doit pas dépasser 0,035 milligrammes-équivalents par litre. Des chiffres supérieurs prouvent la surcharge du filtre ou la nécessité de le régénérer. Pour la régénération on utilise: lors de l'emploi des échangeurs de cation Na^+ une solution de sel de cuisine à 6-8 %, lors de l'emploi des échangeurs de cation NH^+ une solution à 1,5-2 % de sulfate d'ammonium et lors de l'utilisation des échangeurs de cation H^+ une solution à 1-5 % d'acide sulfurique. Les durées approximatives des processus sont les suivantes: régénération 15 à 20 mn, lavage 60 mn et plus et ameublissement avant la régénération 15 à 20 mn. La durée de la période d'adoucissement dépend de la quantité de cationite et de la dureté initiale de l'eau naturelle; généralement on la prévoit pour 8 à 10 heures.

Dégazage. Dans la majorité d'installations modernes, on cherche à éliminer l'oxygène et le gaz carbonique dissous dans l'eau d'alimentation avant l'arrivée de celle-ci dans la chaudière, afin de réduire l'action corrosive de ces gaz. Vu que la solubilité des gaz baisse avec l'élévation de la température et à température d'ébullition de l'eau elle est pratiquement proche de zéro, pour éliminer

l'oxygène et le gaz carbonique on utilise généralement la désaération thermique (le dégazage).

Le processus de dégazage thermique est réalisé dans les appareils désaérateurs (fig. 137). L'eau est amenée aux désaérateurs par la partie supérieure de la colonne dans laquelle se trouvent des plateaux troués. L'eau découle par les plateaux en bas, vers un collecteur, et la vapeur utilisée pour le réchauffage est dirigée de bas

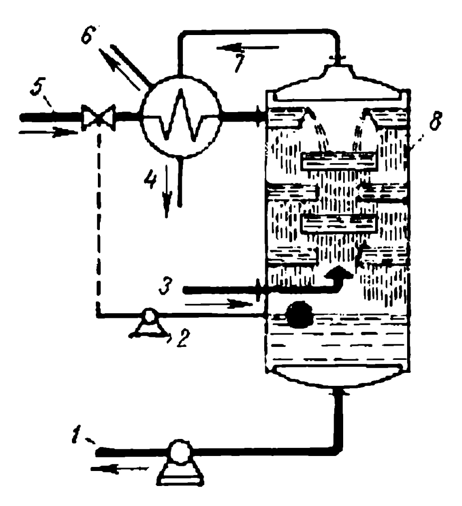


Fig. 137. Colonne de dégazage:

1 — sortie de l'eau désaérée; 2 — régulateur du niveau d'eau; 3 — entrée de la vapeur; 4 — évacuation du condensat; 5 — amenée de l'eau brute; 6 — évacuation de l'air; 7 — échangeur de chaleur par surface; 8 — corps de la colonne de dégazage

en haut. De la partie supérieure de la colonne de désaération, on évacue la vapeur et les gaz qui se dégagent de l'eau traitée.

L'élimination de l'oxygène de l'eau se fait parfois par utilisation des réactifs qui réagissent avec l'oxygène dissous dans l'eau. On utilise d'autres méthodes de l'élimination de l'oxygène de l'eau, mais le processus de dégazage thermique est le plus répandu.

Cinquième partie

MACHINES ALTERNATIVES

Chapitre premier

MACHINES ALTERNATIVES

§ 1. Généralités

Les premières machines à vapeur alternatives ont été des pompes à vapeur destinées à évacuer l'eau des mines. La machine de pompage à vapeur et à air de Newcomen commença à se répandre vers 1700. Dans cette machine, on provoquait la course motrice par une pulvérisation d'eau dans le cylindre. La condensation de vapeur dans le cylindre produisait une dépression, et c'était la pression atmosphérique qui poussait le piston.

La première du monde machine à vapeur, destinée à une large application dans l'industrie, a été construite par l'inventeur russe I. Polzounov en 1766 à l'usine Kolyvano-Voskressenski de Barnaoul.

L'engin de I. Polzounov était une machine à deux cylindres à piston et à fonctionnement continu, qui permettait d'entraîner directement un mécanisme quelconque dans une usine.

Pour réaliser ce nouveau type de moteur, Polzounov dut résoudre des problèmes nombreux et variés. C'est ainsi qu'il proposa l'emploi de poulies pour remplacer les organes de transmission déjà connus: levier coudé, axe oscillant et balancier. C'est aussi cet inventeur qui réalisa pour la première fois des pièces tournantes dans un mécanisme de transmission et qui trouva un système original de distribution d'eau et de vapeur par robinets. L'idée de principe consistait dans l'automatisme et la continuité du fonctionnement de la machine.

En 1784, J. Watt sépara le condenseur du cylindre et envoya la vapeur successivement sur un côté et sur l'autre côté du piston. L'utilisation de vapeur à haute pression par Watt permit ensuite le très grand développement des machines à vapeur.

Les machines alternatives à vapeur ont été le moteur presque exclusivement employé dans tous les secteurs de l'industrie du

XIXe siècle et du début du XXe siècle. Pendant cette période, ces machines se modifièrent considérablement et furent très fortement perfectionnées.

La création des moteurs à combustion interne, des turbines à vapeur et à gaz, qui possèdent tous des rendements plus élevés, a éliminé progressivement la machine alternative à vapeur. Actuellement, cette machine est employée principalement sur les petits bateaux fluviaux, dans les locomobiles, dans l'industrie forestière et papetière et dans quelques autres secteurs.

Les machines à vapeur sont simples et peuvent fonctionner pendant longtemps et supporter des surcharges importantes. Elles sont très endurantes et peuvent utiliser des combustibles de qualité inférieure.

La dernière évolution des machines à vapeur à piston a consisté à accroître leur vitesse. Mais cette augmentation de la vitesse ne réduit sauf que le poids de la machine à vapeur qui représente le dernier élément dans la chaîne chaudière-machine et ne modifie pas les dimensions de la chaudière. Aussi, cette amélioration n'a pas entraîné des avantages importants. L'emploi de vapeur à pression et température élevées et la réalisation de machines légères et rapides ont permis d'accroître quelque peu le rendement de ces machines. Mais celui-ci reste néanmoins très inférieur aux rendements des autres moteurs thermiques plus récents et plus perfectionnés.

En 1824, Sadi Carnot énonça le principe du fonctionnement d'un moteur à combustion interne avec compression préalable de l'air. Ce principe est à la base des moteurs modernes. Plus tard, Beau de Rochas améliora plusieurs détails de conceptions de ce moteur. Mais c'est N. Otto qui, en 1876, construisit le premier moteur à gaz appliquant le principe de la combustion à volume constant. En 1879, le savant russe I. Kostovitch construisit pour la première fois un moteur fonctionnant avec un combustible liquide légère et utilisant le carburateur et l'allumage électrique. Ces innovations essentielles ont considérablement facilité le développement ultérieur des moteurs à combustion interne.

En 1893, Rudolf Diesel entreprit de réaliser un nouveau type de moteur à forte compression. En 1897, il réalisa un tel moteur fonctionnant au kérosène, avec pulvérisation du combustible à l'air et avec combustion à pression constante. Les moteurs de ce type sont appelés les *moteurs Diesel* et se sont très largement répandus dans tous les secteurs industriels. Ce développement est dû aux nombreux avantages que possèdent ces moteurs sur les autres machines thermiques. Ils ont un excellent rendement (jusqu'à 29 %), sont peu encombrants, ont un faible poids spécifique (poids par unité de puissance), sont immédiatement et constamment prêts

à démarrer, etc. Ces avantages se sont encore accentués quand on a réussi à construire des moteurs économiques à forte compression et capables d'utiliser les produits pétroliers lourds et bon marché.

Le premier moteur de ce genre, dans lequel le combustible est enflammé par sa propre compression, est un moteur de 18,5 kW qui a été construit en 1898 par l'usine L. Nobel de Saint-Petersbourg. Au début du XXe siècle, ces moteurs ont été assez perfectionnés pour que l'on puisse les employer dans les transports automobiles, maritimes et aéronautiques. L'usine L. Nobel a joué un grand rôle dans le développement de ces moteurs. En 1908, elle a réalisé le premier moteur marin réversible avec auto-inflammation du combustible par la compression.

Dans les premiers modèles de moteurs Diesel, le combustible était injecté dans les cylindres à l'aide d'air comprimé. La nécessité d'un compresseur à air rendait l'installation plus complexe, réduisait ses qualités économiques et la sécurité de fonctionnement. Aussi, on réalisa plus tard des moteurs dans lesquels le combustible était injecté et pulvérisé sans intervention d'un compresseur. L'ingénieur russe G. Trinkler travailla à la réalisation d'un tel moteur. En 1898, il fit breveter sa conception. De 1903 à 1908, I. Mamine construisit pour la première fois dans le monde un moteur à pulvérisation du combustible sans intervention d'un compresseur. Ces moteurs sont actuellement extrêmement répandus, car on a réussi à les faire fonctionner à grande vitesse.

On sait que les moteurs à combustion interne sont très employés dans les installations fixes et de transports maritimes, terrestres et aériens. Mais en Union Soviétique, l'électrification très poussée de certains secteurs de l'économie nationale, qui a entraîné la construction de grandes centrales thermoélectriques, a restreint le rôle des installations fixes de moteurs à combustion interne et a limité leur emploi. Dans l'aviation à grande vitesse, les moteurs à combustion interne ont dû également céder la place aux moteurs à réaction et aux turboréacteurs. Cette dernière évolution s'est produite de la façon suivante. Pour accroître le rendement et la poussée de certains moteurs à piston pour aviation, on a d'abord commencé par utiliser l'énergie des gaz épuisés dans une tuyère à réaction spécialement aménagée. Dans la suite, les moteurs de ce type ont commencé à brûler incomplètement le combustible dans les cylindres, à achever sa combustion dans une chambre à réaction et à utiliser les produits de combustion également dans une tuyère à réaction. Finalement, cela a amené à abandonner les machines à piston dans les avions rapides pour employer uniquement de nouveaux moteurs à réaction.

On peut trouver un exemple analogue d'évolution dans la construction des turbines à gaz. La plupart des moteurs à combustion

interne à balayage possèdent une turbine établie sur le collecteur d'échappement et utilisant l'énergie des gaz qui ont travaillé dans les cylindres. Par leur destination et leur puissance ces turbines occupaient d'abord une place extrêmement modeste. Mais après la mise au point des turbines à gaz, il fut avantageux de produire une puissance de plus en plus grande à l'aide des turbines. Le résultat de cette évolution fut un ensemble combiné dans lequel le moteur à piston jouait un rôle secondaire et servait simplement de générateur de gaz de la turbine, tandis que la turbine devenait le moteur principal. Cette utilisation combinée des moteurs à combustion interne et des turbines à gaz procura évidemment une forte augmentation du rendement. Mais il faut signaler d'autre part que les possibilités d'amélioration de la sûreté de fonctionnement, du rendement et de l'économie des moteurs à piston sont loin d'être épuisées et restent importantes, malgré les grands résultats que l'on a déjà obtenus dans ce sens.

§ 2. Principes de fonctionnement et classification des moteurs à combustion interne

La particularité essentielle des moteurs à combustion interne consiste dans le fait que, dans ces moteurs le combustible est allumé et brûlé dans le cylindre lui-même. L'énergie thermique ainsi produite est transformée en un travail mécanique par le déplacement du piston et du vilebrequin du moteur.

Chaque moteur doit satisfaire à des conditions particulières, qui dépendent des conditions de son emploi. Par exemple, outre les conditions générales concernant la robustesse et la sûreté du dispositif, la simplicité et la facilité d'accès des divers organes, on impose souvent d'autres conditions qui concernent le poids, l'encombrement, le sens de rotation du vilebrequin, la puissance, la vitesse de rotation, la nature du combustible, etc.

Etant donné la grande diversité des moteurs à combustion interne, on peut les classer d'après les divers points de vue suivants:

1. D'après le mode d'emploi : a) moteurs fixes et non réversibles (arbre moteur tournant dans un seul sens) ; b) moteurs marins réversibles (arbre moteur tournant dans les deux sens) ; c) moteurs automobiles ; d) moteurs de locomotives ; e) moteurs d'aviation, etc.

2. D'après le combustible utilisé : a) moteurs à gaz ; b) moteurs à combustible léger (à essence, etc.) ; c) moteurs à combustible lourd (combustible Diesel, etc.).

3. D'après la position des cylindres moteurs : a) verticaux ; b) horizontaux ; c) inclinés ; d) machines à cylindres opposés, ou machines tandems, dans lesquelles les tiges des pistons de deux cylindres opposés agissent sur un même coude de l'arbre moteur.

4. D'après le nombre des compartiments de travail: a) à simple effet (les gaz travaillent sur une seule face du piston; b) à double effet (les gaz travaillent sur les deux faces du piston).

Dans les moteurs à simple effet de petite puissance le piston est relié directement à un coude de l'arbre moteur par l'intermédiaire d'une bielle.

Dans les moteurs qui ont une puissance de plus de 90 kW par cylindre, le piston est relié habituellement par sa tige à la crosse de piston, qui se déplace entre des glissières et qui est reliée elle-même par la bielle à la manivelle de l'arbre moteur. Les moteurs à double effet possèdent obligatoirement des crosses de piston, reliées aux pistons et au vilebrequin comme indiqué ci-dessus.

5. D'après le mombre des cylindres: moteurs monocylindriques, à deux cylindres, etc.

6. D'après le cycle de fonctionnement: a) combustion à volume constant (cycle Otto des moteurs à explosions) *; b) combustion à pression constante (cycle Diesel); c) combustion initialement à volume constant puis à pression constante (cycle Trinkler). L'ordre de la variation du volume et de la pression pendant la combustion détermine donc le caractère du cycle.

7. D'après le procédé de réalisation du cycle moteur: moteurs à quatre temps et moteurs à deux temps.

Dans les moteurs à quatre temps, le cycle complet est réalisé en quarte courses du piston, c'est-à-dire en deux tours de l'arbre moteur, tandis que dans les moteurs à deux temps, il est réalisé en deux courses du piston, c'est-à-dire en un seul tour de l'arbre moteur.

8. D'après le procédé de pulvérisation du combustible liquide: pulvérisation pneumatique — Diesels à compresseur; pulvérisation mécanique — Diesels avec une pompe et sans compresseur. Dans les moteurs à essence, on forme le mélange d'air et de combustible dans un carburateur, tandis que dans les moteurs à gaz, on le réalise dans des mélangeurs spéciaux.

Dans les deux premiers procédés, on pulvérise le combustible à l'aide d'un pulvérisateur et d'une pompe. Dans la pulvérisation pneumatique, on obtient la finesse nécessaire des particules avec de l'air comprimé jusqu'à 40-60 bars. Dans la pulvérisation mécanique, on obtient ces résultats directement à l'aide de la pompe à combustible, qui refoule le combustible à une pression de l'ordre de 100 à 250 bars, ou même davantage. En fonction de la valeur de la pression de pulvérisation, on distingue l'injection à antichambre (le combustible à une pression de 100 à 110 bars est injecté tout d'abord dans une antichambre où il brûle incomplètement, après

* appelé simplement « cycle à explosion ».

quoi, à travers des ouvertures de l'antichambre, il est pulvérisé et projeté dans la chambre principale de combustion), et l'injection ordinaire, ou par jet, dans laquelle le combustible à une pression de 250 bars ou même davantage est directement projeté et pulvérisé dans la chambre de combustion, c'est-à-dire dans le cylindre même du moteur.

Cette classification des moteurs, faite à l'aide des caractéristiques principales, pourrait être développée à l'aide d'autres particularités, par exemple d'après la vitesse de rotation, le procédé adopté pour remplir le cylindre (aspiration directe de l'atmosphère ou bien balayage par l'air préalablement comprimé dans une pompe spéciale), etc.

L'inflammation du combustible se fait par les procédés suivants dans les divers types de moteurs: 1) compression de l'air dans le cylindre moteur jusqu'à la température d'auto-inflammation du combustible; 2) projection et pulvérisation du combustible dans l'air comprimé du cylindre sur une surface incandescente dite bougie d'allumage; 3) par étincelle électrique.

§ 3. Les cycles des moteurs

Cycle à quatre temps. Le cycle de fonctionnement d'un moteur est constitué par l'ensemble des phénomènes suivants: préparation de l'air et du combustible en vue de la combustion, combustion du combustible dans le cylindre moteur, détente des produits de combustion, évacuation des gaz épuisés dans l'atmosphère. Ces phénomènes doivent se produire dans un ordre déterminé. Ils constituent un cycle fermé de fonctionnement, qui est assez exactement représenté par le diagramme d'indicateur.

Nous examinerons maintenant la succession des transformations constituant le cycle d'un moteur à quatre temps.

On peut diviser le cycle moteur en une partie préparatoire ou inactive (aspiration, compression et échappement) et une partie active ou motrice (combustion et détente des produits de combustion). Comme on l'a déjà indiqué, le cycle complet occupe quatre courses du piston, c'est-à-dire deux tours de l'arbre moteur dans les moteurs à quatre temps.

Le premier temps, qui est l'*aspiration* (fig. 138), s'effectue pendant que la soupape d'aspiration *1* est ouverte, et que le piston *3* descend du point mort haut (PMH) * jusqu'au point mort bas (PMB). Dans cette course descendante, le piston forme un vide derrière lui dans le cylindre *4*, et par suite aspire l'air extérieur

* La position du piston en PMH est conventionnellement sa position près du couvercle du cylindre.

(dans les moteurs à gaz et à essence, l'air est aspiré en même temps que le combustible, en formant le mélange combustible). Comme la section de passage de la soupape est inférieure à la section du cylindre, l'aspiration de l'air se heurte à une certaine résistance, si bien que la pression à l'intérieur du cylindre est d'environ 0,9 bar pendant toute la course d'aspiration.

La charge du cylindre en fin de course est donc quelque peu inférieure à ce qu'elle serait si le cylindre pouvait se remplir à

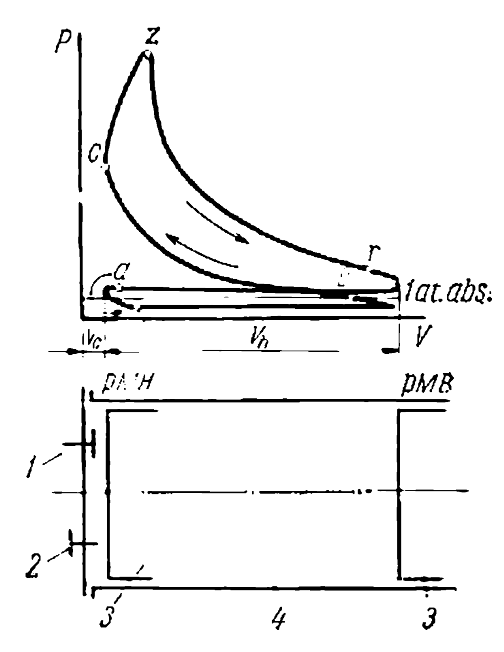


Fig. 138. Diagramme d'indicateur d'un moteur à quatre temps: combustion à volume constant

la pression atmosphérique. Pour améliorer le remplissage du cylindre par l'air ou le mélange combustible, la soupape d'aspiration s'ouvre avec une certaine avance, c'est-à-dire avant le PMH et se ferme avec un certain retard, c'est-à-dire après le PMB.

Si l'on trace la phase d'aspiration dans les coordonnées *pv*, l'aspiration est représentée par la courbe *ab* (fig. 138).

Le deuxième temps, c'est-à-dire la *compression*, se produit pendant que toutes les soupapes sont fermées, et que le piston remonte du PMB vers le PMH. Pendant cette course ascendante, le piston comprime l'air ou le mélange combustible jusqu'à une pression déterminée, dont la valeur caractérise précisément la catégorie du moteur. La courbe *bc* représente la phase de compression.

Le troisième temps, c'est-à-dire la *course motrice*, est occupé par la combustion et par la détente des produits de combustion. Il s'effectue alors que toutes les soupapes du moteur sont fermées, pendant que le piston descend du PMH jusqu'au PMB.

La combustion commence lorsque le piston se rapproche du PMH, c'est-à-dire lorsque le combustible pulvérisé (dans les moteurs à huile lourde) ou bien le mélange combustible (dans les moteurs à gaz ou à essence) s'enflamme. L'inflammation est provoquée également avec une certaine avance sur le PMH. Elle est accompagnée par une forte augmentation de la température et de la pression des gaz. Sous l'effet de la pression, le piston moteur s'éloigne vers le PMB, et la détente des produits de combustion a pour effet de réduire fortement leur pression jusqu'à 3 ou 4 bars eff. Dans les

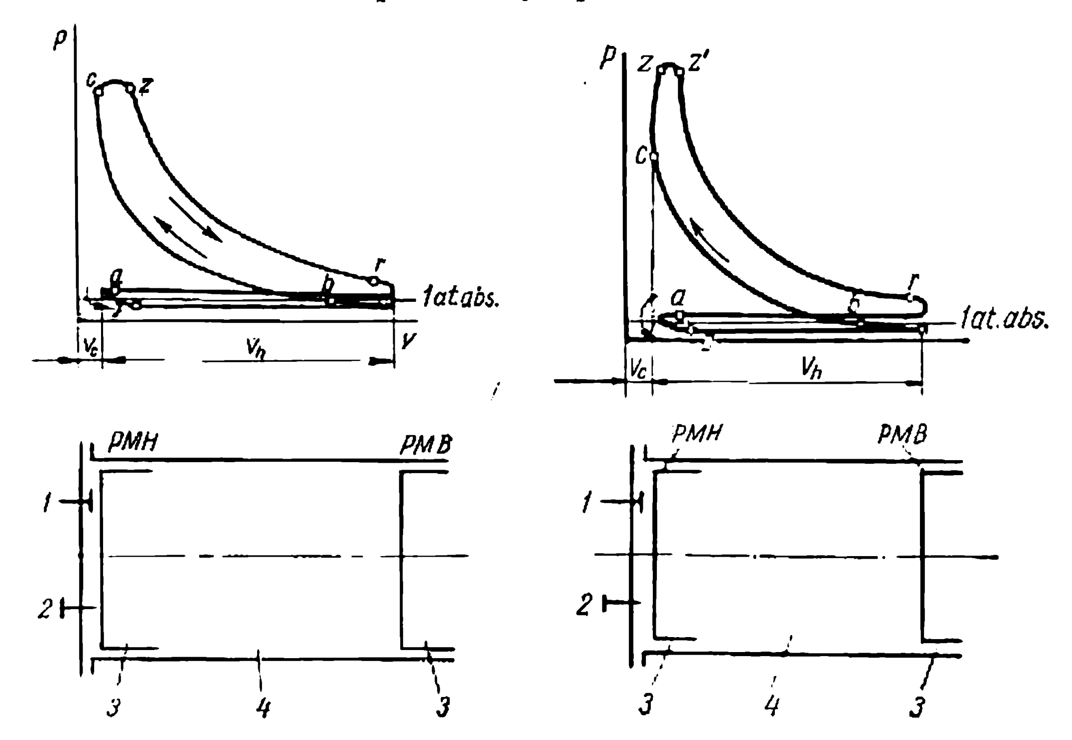


Fig. 139. Diagramme d'indicateur d'un moteur à quatre temps : combustion à pression constante

Fig. 140. Diagramme d'indicateur d'un moteur à quatre temps : combustion à volume constant puis à pression constante (cycle de Trinkler)s

cycles des moteurs réels, la combustion se déroule approximativement de l'une ou l'autre des façons suivantes, suivant le cycle théorique adopté :

1) à volume constant : courbe *cz* de la fig. 138, accompagnée par une augmentation brusque de la pression (moteurs avec inflammation par bougie incandescente, moteurs à gaz et à essence avec inflammation par étincelles) ;

2) à pression constante : courbe *cz* (fig. 139) accompagnée par une augmentation du volume (moteurs Diesel à compresseurs) ;

3) combustion mixte, suivant le cycle Trinkler : courbe *czz'* (fig. 140) ; la première partie de la combustion se fait à volume cons-

tant, et la deuxième se fait à pression constante (moteurs Diese sans compresseur).

Sur les diagrammes cités, on a représenté les courbes réelles de combustion, qui diffèrent des courbes théoriques.

Le quatrième temps, c'est-à-dire l'*échappement* ou *expulsion* des produits de combustion, se fait alors que la soupape d'échappement *2* est ouverte, pendant que le piston s'élève du PMB jusqu'au PMH. Au début de cette course, la soupape d'échappement s'ouvre et les gaz qui ont travaillé s'échappent violemment. Ensuite les produits de combustion sont simplement refoulés par le piston pendant le reste de sa course à une pression un peu supérieure à la pression atmosphérique, 1,1 bars abs. env. Pour mieux débarrasser le cylindre moteur des produits de combustion, la soupape d'échappement s'ouvre en temps voulu, c'est-à-dire avant le PMB, et se ferme avec un certain retard, après le PMH, ce qui accroît la période pendant laquelle le cylindre peut se vider.

Sur la fig. 138-140 la courbe *ro* représente la phase d'échappement.

Cela termine le cycle complet d'un moteur à quatre temps. Ensuite, un nouveau cycle commence et les phases précédentes se reproduisent dans le même ordre.

Nous avons donc vu comment l'énergie thermique est transformée dans le cylindre d'un moteur à quatre temps en une énergie mécanique, constituée par le mouvement rectiligne du piston et transformée ensuite en un mouvement rotatif du vilebrequin par la transmission bielle-manivelle.

Cycle à deux temps. Le cycle d'un moteur à deux temps comprend une course préparatoire ou inactive: échappement partiel des gaz épuisés, balayage et compression, et une course motrice: combustion, détente et début d'échappement des produits de la combustion.

La fig. 141 montre les phases successives du cycle et les positions correspondantes du mécanisme (attelage) d'un moteur à deux temps. Lorsque le piston se trouve dans le voisinage du PMH, le cylindre contient la charge de gaz à la pression nécessaire, et le combustible s'allume avec une certaine avance (fig. 141,*a*). Dans cette position, les lumières de balayage *4* et les lumières d'échappement *3* sont bouchées par les parois du piston. Sous la pression des gaz moteurs, le piston se déplace vers le PMB. Au cours de ce déplacement, il ouvre d'abord les lumières d'échappement, puis les lumières de balayage Toutes les lumières étant complètement ouvertes, le cylindre est balayé par de l'air frais, et les produits résiduels de la combustion sont évacués dans l'atmosphère (fig. 141,*c*). Le piston se déplace ensuite vers le haut, en direction du PMH, ferme d'abord les lumières de balayage, puis les lumières d'échappement (fig. 141,*d*) puis il comprime l'air ou le mélange moteur.

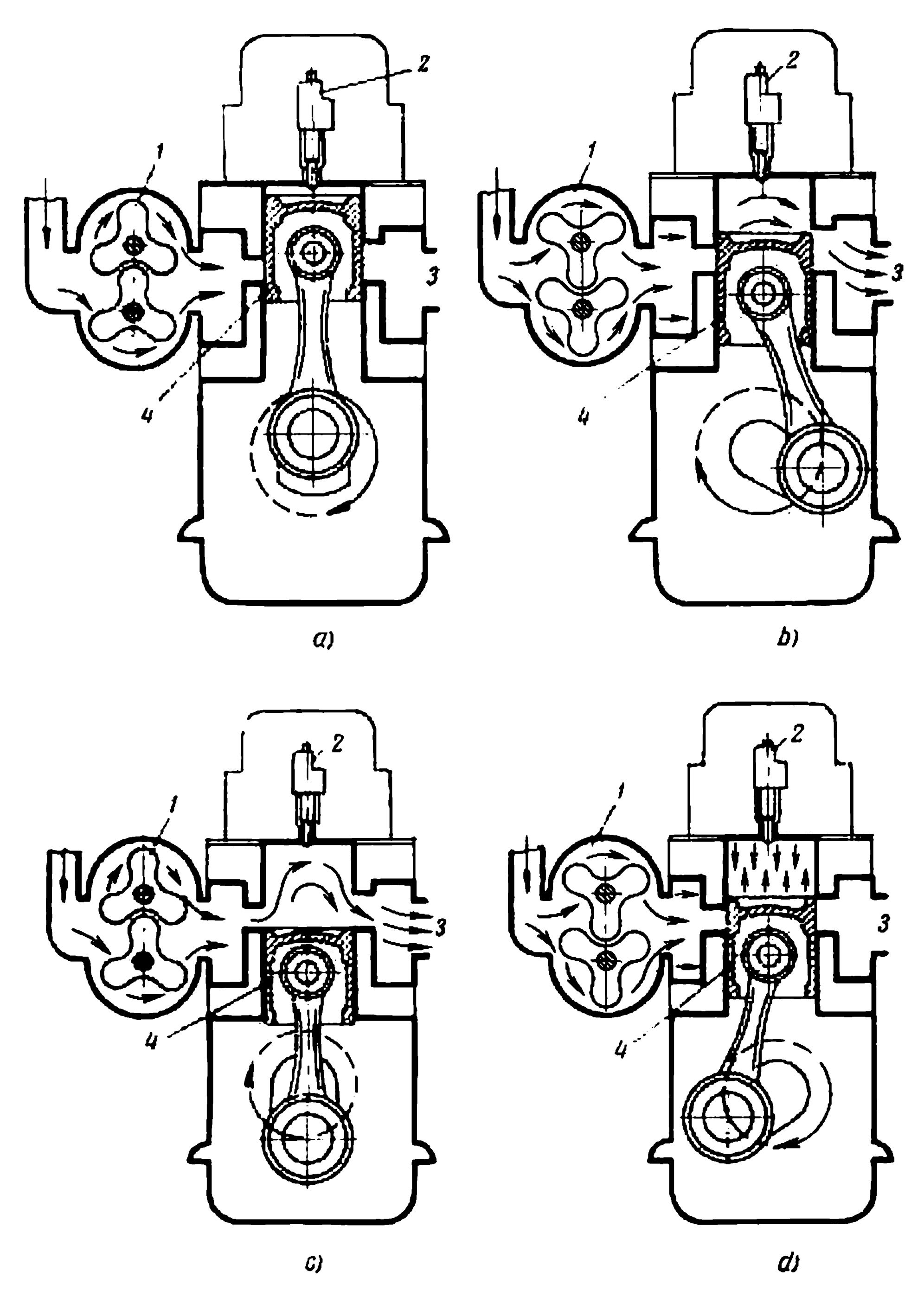


Fig. 141. Schéma de fonctionnement d'un moteur à deux temps :
1 — pompe de balayage ; 2 — pulvérisateur ; 3 — lumières d'échappement ; 4 — lumières de balayage

La fig. 142 montre un diagramme d'indicateur de moteur à deux temps. La courbe *ena* correspond à l'échappement. Sur le segment *na*, il y a simultanément échappement et balayage. Sur le segment *an'*, le balayage se poursuit et le cylindre se charge d'air frais. Les résidus des produits de combustion sont complètement évacués sur le segment *n'e'*. Toutes les phases suivantes du cycle sont analogues à celles du cycle à quatre temps.

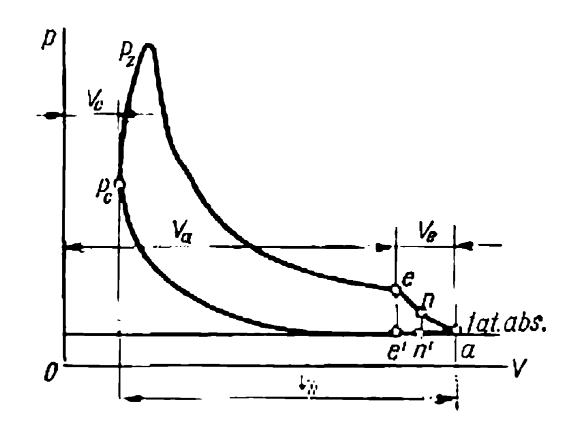


Fig. 142. Diagramme d'indicateur d'un moteur à deux temps

Suralimentation. Pour accroître la puissance nominale des moteurs, on admet l'air dans les cylindres moteurs avec une certaine surpression (suralimentation). Un moteur fonctionne de la façon la plus sûre et la plus économique à sa puissance nominale. Si l'on introduit dans les cylindres moteurs une plus grande quantité de combustible, la puissance du moteur augmente quelque peu, mais la combustion devient plus mauvaise, et le fonctionnement devient moins économique.

On peut augmenter la puissance d'un cylindre de moteur en améliorant le balayage de la chambre de combustion, pour mieux la débarrasser des produits de combustion. Dans les moteurs à deux temps, on peut obtenir des résultats sensiblement améliorés, si l'on sait mieux débarrasser le cylindre moteur des produits de combustion. Dans les moteurs à quatre temps ce procédé ne peut pas majorer la puissance de plus de 4 %.

Le refroidissement préalable de l'air ou du mélange moteur aspiré dans les cylindres ne donne pas de résultats appréciables et par ailleurs oblige à utiliser des réfrigérants qui sont encombrants et compliqués.

Le procédé le plus sûr pour accroître la puissance d'un cylindre consiste à envoyer dans le cylindre de l'air sous pression. L'augmentation de la charge d'air dans le cylindre permet, tout en conservant un excédent d'air normal, de brûler une plus grande quantité

de combustible et par suite d'obtenir une puissance plus grande. On emploie généralement deux procédés de suralimentation: système à soufflante séparée, et système utilisant l'énergie des gaz d'échappement pour entraîner la soufflante, ou pompe à air de balayage. La fig. 143 représente schématiquement une installation de suralimentation.

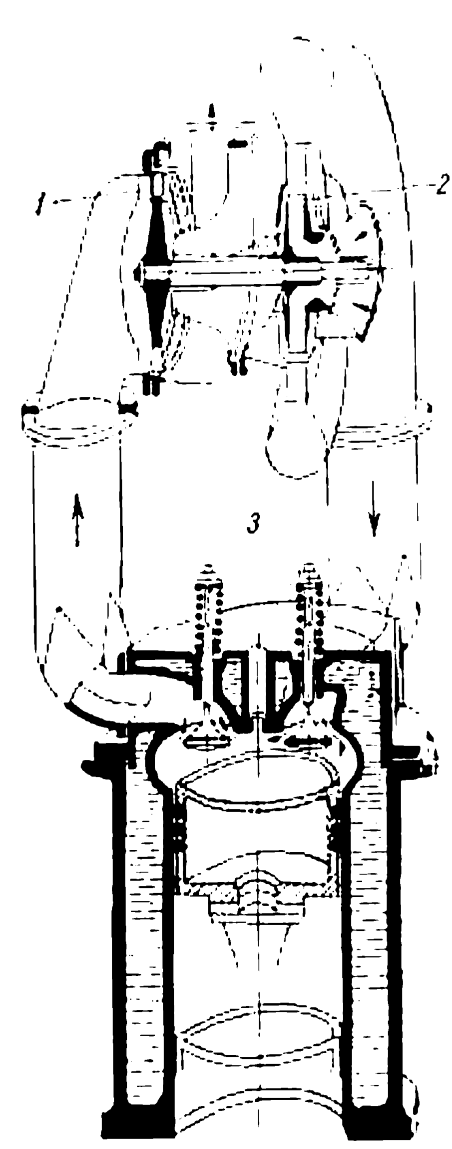


Fig. 143. Schéma d'un dispositif de suralimentation: *1* — turbine à gaz; *2* — refoulement d'air; *3* — soupape d'aspiration

§ 4. Utilisation de la chaleur dans les moteurs

Nous examinerons quelques particularités du cycle de fonctionnement d'un moteur. Pendant toute la durée d'un cycle, le gaz moteur effectue le travail suivant:

$$L_i = \int_2^1 p\,dv = p_i SF, \qquad (5\text{-}1)$$

avec S course du piston;
F surface du piston;
p_i pression moyenne indiquée (fig. 144).

Si l'on remarque que $FS = V_2 - V_1$ représente l'augmentation du volume des gaz, on peut écrire:

$$L_i = p_i (V_2 - V_1). \qquad (5\text{-}2)$$

Si le travail de détente est un travail positif (surface *dpef*), la courbe de compression correspond à un travail négatif (surface *dcaf*), puisqu'il faut dépenser de l'énergie pour comprimer le gaz.

Le travail utile fourni par le moteur est donc la différence entre les deux travaux précédemment mentionnés et correspond à la surface du diagramme d'indicateur.

Les phases d'aspiration et d'échappement sont appelées les courses de pompage, et le travail correspondant constitue les pertes par pompage. La valeur de ces pertes correspond à la surface hachurée sur la fig. 145. On tient compte de ces pertes par pompage dans le rendement mécanique.

Le degré ou qualité d'utilisation de la chaleur dans un moteur est exprimé par le rendement. On distingue le rendement thermique, le rendement d'indicateur ou rendement indiqué et le rendement effectif.

On sait par la thermodynamique que le rendement thermique est déterminé par la chaleur cédée à la source froide. Les relations (1-133, 1-134 et 1-135) permettent de calculer les rendements thermiques correspondant aux divers cycles.

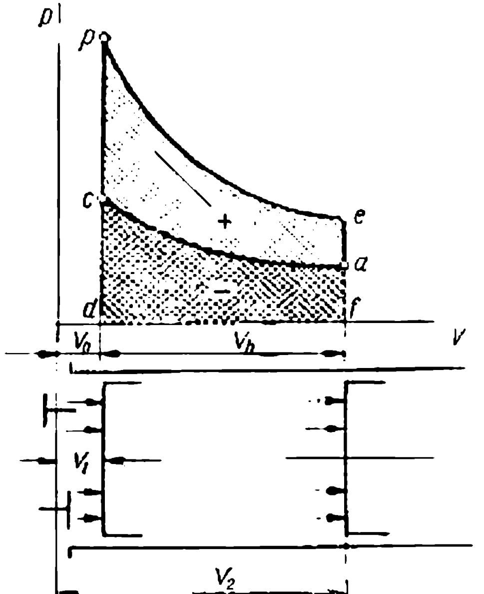


Fig. 144. Diagramme de fonctionnement d'un moteur

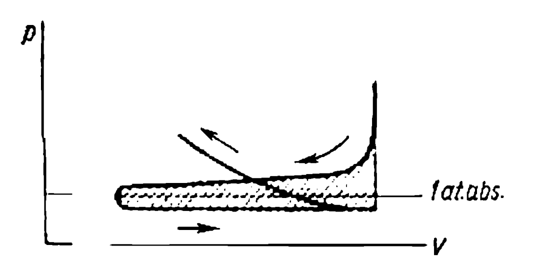


Fig. 145. Diagramme des pertes par pompage dans un moteur

§ 5. Rendement indiqué

A la différence du rendement thermique, le *rendement indiqué* tient compte des pertes de chaleur dans les périodes de fonctionnement du moteur dans les conditions réelles, par exemple chaleur cédée à l'eau de refroidissement, chaleur perdue avec les gaz d'échappement, chaleur rayonnante, etc. (il s'agit donc de toutes les pertes, en dehors des pertes par frottement et de l'énergie absorbée par les mécanismes auxiliaires du moteur). La combustion dépend fortement du régime de fonctionnement et du coefficient d'excédent d'air. Si le coefficient d'excédent d'air est faible, la combustion est habituellement lente et par suite se poursuit encore pendant une partie de la phase de détente. Une combustion trop lente nuit à la qualité économique du moteur et accroît les pertes de chaleur dans l'eau de refroidissement et dans les gaz d'échappement.

Le rendement indiqué d'un cycle est le rapport de la quantité de chaleur transformée en travail dans les cylindres moteurs à la quantité totale de chaleur fournie au moteur:

$$\eta_i = \frac{860}{g_i Q_i^t}, \qquad (5\text{-}3)$$

où 860 kcal équivalent thermique de 1 kWh ;
g_i quantité de combustible (en kg) consommée par le moteur en une heure pour produire 1 kWh (la puissance indiquée mesurée sur l'indicateur est la puissance produite dans un cylindre sans défalcation des pertes mécaniques) ;
Q_i^t pouvoir calorifique inférieur du combustible.

Le rendement indiqué est donc une fraction inférieure à l'unité, qui montre quelle est la fraction de la chaleur totale fournie, qui est transformée en travail dans un cylindre moteur.

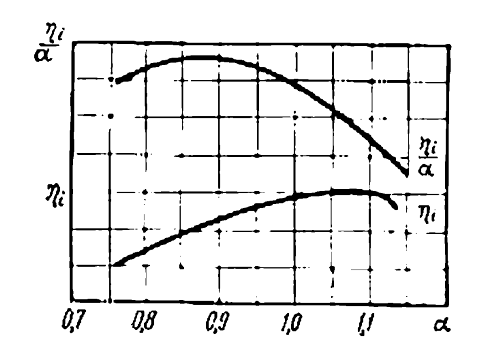


Fig. 146. Fonctions η_i et $\eta_i/\alpha = f\alpha$ pour un moteur à carburateur

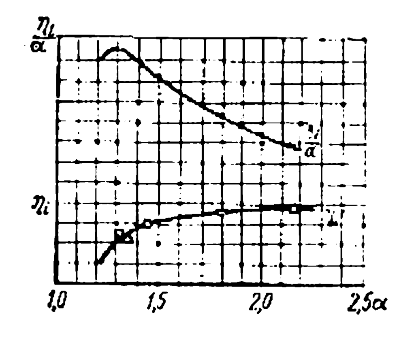


Fig. 147. Variation de η_i et η_i/α en fonction de α pour un moteur Diesel

Les principaux facteurs dont dépend le rendement indiqué sont les suivants: coefficient d'excédent d'air, rapport de compression, qualité de la formation du mélange, instant d'allumage, conditions de transmission de la chaleur, état du moteur et en particulier étanchéité des segments, etc.

Influence du coefficient d'excédent d'air. Le coefficient d'excédent d'air α a une influence extrêmement nette sur le rendement indiqué.

La fig. 146 représente les relations $\eta_i = f(\alpha)$ et $\frac{\eta_i}{\alpha} = f(\alpha)$ pour des moteurs à carburateur. Le rendement η_i augmente avec α et est maximal pour $\alpha = 1{,}1$. L'expérience confirme que le rendement indiqué commence à diminuer à partir de $\alpha = 1{,}2$.

La courbe supérieure montre que le maximum de η_i/α correspond à $\alpha = 0{,}9$; ce régime est possible si l'on utilise au maximum l'air dans la combustion, ou encore lorsque le moteur développe sa puissance maximale.

Ces relations n'ont plus la même allure dans les moteurs à forte compression et à auto-allumage. Le rendement indiqué augmente avec α, c'est-à-dire lorsque la puissance diminue (fig. 147). Cela s'explique par le fait que le mélange se forme mieux quand la quantité de combustible introduite dans le cylindre est plus faible.

On observe une diminution lente du rendement η_i quand la puissance augmente jusqu'à une certaine limite, après quoi η_i commence à diminuer rapidement. Cela s'explique par une mauvaise formation du mélange et une mauvaise combustion.

La courbe supérieure montre que le rapport η_i/α augmente quand α diminue, c'est-à-dire lorsque la puissance augmente jusqu'à une certaine limite. Ensuite, η_i/α et η_i commencent tous deux à diminuer rapidement.

Influence du rapport de compression. Dans les moteurs à quatre temps, le rapport de compression ε est le rapport suivant:

$$\frac{V_h + V_c}{V_c} = \varepsilon. \tag{5-4}$$

Dans les moteurs à deux temps, le rapport

$$\frac{V_a + V_e}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \varepsilon' \tag{5-5}$$

est appelé le *rapport de compression apparent* (voir fig. 142).

Rapport réel de compression:

$$\frac{V_a}{V_c} = \frac{(V_h - V_e) + V_c}{V_c} = \varepsilon. \tag{5-6}$$

On choisit les rapports de compression de diverses catégories de moteurs d'après les indications du tableau 15.

Le rapport de compression ε influe d'une façon assez nette sur le rendement indiqué, qui augmente avec lui.

Lorsqu'on fait croître le rapport de compression dans les moteurs à carburateur, il faut tenir compte de la possibilité de l'apparition de la détonation. Cette détonation est accompagnée par une combustion incomplète du combustible, une plus forte perte de chaleur par les parois et le fluide refroidisseur, par des chocs dans la chambre de combustion, etc. Tous ces phénomènes ont pour effet de nuire fortement à l'économie du fonctionnement du moteur.

La compression maximale, qui est déterminée par l'apparition du fonctionnement détonant, dépend de la qualité du combustible, du tracé de la chambre de combustion, du régime de fonctionnement, etc.

La fig. 148 montre la variation du rendement η_i en fonction de ε. Le point *1* correspond au début du fonctionnement détonant. Après ce point, η_i diminue fortement suivant la courbe *2*. On peut en conclure que, dans les moteurs à carburateur le rapport maximal admissible de compression est celui à partir duquel le rendement indiqué cesse d'augmenter.

Dans les moteurs à auto-inflammation, l'augmentation de ε fait croître également η_i. Mais dans les moteurs de ce genre il existe une limite inférieure de ε, en dessous de laquelle le combustible

Tableau 15

Catégories de moteurs	ε
Moteurs à gaz	8-9
Moteurs à huile lourde à faible compression	3-10
Moteurs Diesel à compresseur	14-16
Moteurs Diesel sans compresseur : .	
pulvérisation mécanique . .	12-14
pulvérisation par antichambre	16-18
Moteurs d'automobiles (essence)	3,5-6,7
Motocyclettes »	5,4-10
Aviation »	5,5-7,5

ne s'enflamme plus d'une façon certaine. Une augmentation excessive de ε fait croître la pression finale (maximale) de combustion, ce qui oblige à construire les pièces principales du moteur d'une façon très robuste (piston, bielle, vilebrequin, etc.).

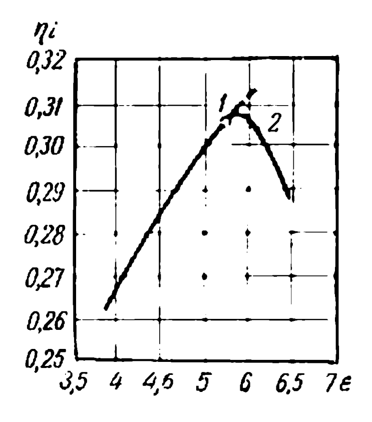


Fig. 148. Variation de η_i en fonction de ε

Influence de la qualité de la formation du mélange combustible. La qualité du mélange combustible dépend de la distribution uniforme du combustible dans l'air comprimé et de la finesse de pulvérisation du combustible. Une pulvérisation grossière et une distribution non uniforme du combustible dans la chambre de combustion ont pour effet d'accroître les pertes chimiques de combustion et de réduire ainsi le rendement η_i.

Influence de l'instant d'allumage. L'instant choisi pour l'allumage du combustible influe sur le rendement indiqué du cycle η_i (avance à l'allumage). Cet instant doit être choisi de façon à faire

croître la pression de combustion en temps voulu et à produire la puissance maximale.

Considérons le phénomène de la combustion sur un graphique développé, dans les coordonnées pv ou $p\alpha°$, α étant l'angle de rotation du vilebrequin. Ce diagramme développé permet de représenter d'une façon plus détaillée la combustion (fig. 149). En l'absence d'un allumage dans les moteurs à combustion rapide (à volume constant), la pression de compression suit la courbe *1-2*, et la pression de détente suit la courbe pointillée *2-4*. Par suite des échanges

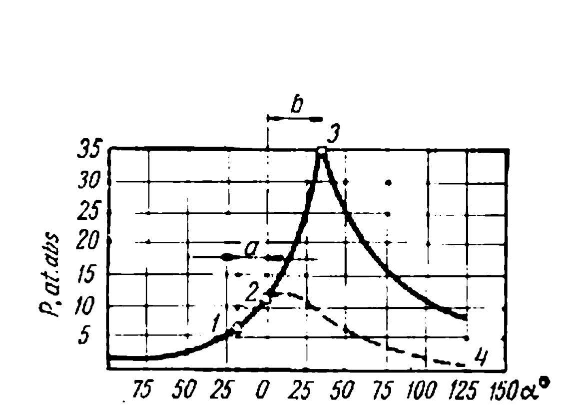


Fig. 149. Déroulement de la combustion dans les moteurs à faible compression

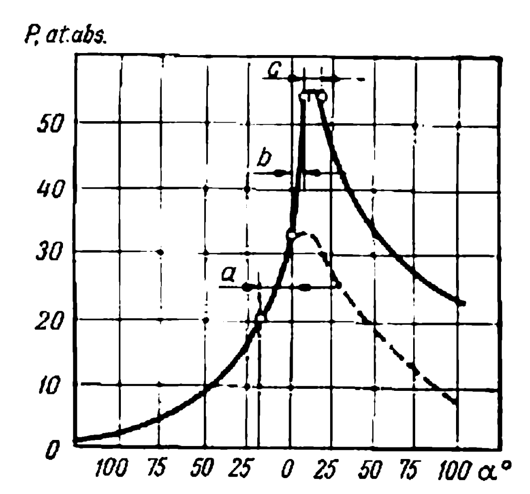


Fig. 150. Combustion dans un moteur à forte compression (diagramme développé).

de chaleur entre le gaz et les parois de la chambre de combustion, la courbe de détente *2-4* n'est pas symétrique de la courbe de compression.

Sur le diagramme de la fig. 149, l'instant d'allumage est le point *1*. Sur le segment *a*, la pression intérieure du cylindre varie d'une façon analogue au cas précédent (pas de combustion), mais ensuite flle augmente rapidement jusqu'au point *3*. On a pu montrer que l'inflammation du mélange moteur est précédée par une période préparatoire ou période d'induction, que l'on appelle le *retard d'allumage*, et pendant laquelle le mélange combustible subit une série de modifications physiques et chimiques. Sur la fig. 149 cette période correspond au segment *a*. Elle est accompagnée par le dégagement d'une quantité négligeable de chaleur (par unité de temps). C'est pourquoi la variation de la pression pendant cette période ne diffère pas sensiblement de ce qu'elle serait en l'absence de combustion.

La combustion du mélange moteur qui vient ensuite (segment *b*) propage la flamme dans toute l'étendue de la chambre de combustion et provoque une augmentation rapide et importante de la pression.

Cette période de combustion est caractérisée par la valeur du rapport $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha^\circ}$ bars/degré qui exprime la rapidité de croissance de la pression, c'est-à-dire la *dureté* ou *brutalité* de fonctionnement du moteur. L'accroissement de pression Δp correspond au segment *b* compris entre le point *2* et le point *3*.

L'allure de la courbe de compression au moment du passage à la combustion visible influe également sur la dureté de fonctionnement d'un moteur. Dans un moteur réel, l'augmentation du rayon de courbure de cette région du diagramme diminue la dureté du fonctionnement.

La durée de la première période, segment *a*, est déterminée principalement par la structure moléculaire du combustible, le rapport de compression, le degré de la turbulence du mélange, la qualité de la pulvérisation et la puissance de la source provoquant l'allumage.

L'augmentation de la pression dans la deuxième période (segment *b*) dépend de diverses conditions et principalement de la nature et des particularités du combustible et de la composition du mélange moteur. En particulier, un combustible facilement inflammable, ou encore un mélange moteur riche, augmentent la valeur du rapport $\Delta p/\Delta \alpha^\circ$. Parmi les caractéristiques constructives qui influent sur la rapidité de la montée en pression, on peut mentionner la configuration de la chambre de combustion, l'emplacement et le nombre des organes d'allumage, etc.

La fig. 150 montre à titre d'exemple un diagramme développé de la combustion dans un moteur à haute compression (cycle Trinkler). On peut décomposer schématiquement la combustion en plusieurs périodes:

1) retard d'allumage (segment *a*);

2) combustion de la masse principale de combustible pulvérisé (segment *b*);

3) combustion d'une quantité résiduelle de combustible (segment *c*).

La première période commence au début de l'injection et se poursuit jusqu'au moment où la pression augmente rapidement et où le combustible commence à brûler (point *b*). Cette phase détermine la durée du retard d'allumage et dépend des facteurs considérés plus haut.

La deuxième période est caractérisée par une augmentation rapide de la pression et est accompagnée par la combustion d'une proportion importante du combustible injecté. Au cours de cette période, la flamme ne se propage pas suivant un front; elle apparaît indépendamment dans plusieurs régions de la chambre de combustion. La vitesse de combustion pendant cette deuxième période dépend de la durée de la 1re, du degré d'homogénéité et de la composition du

mélange moteur, de la turbulence de ce mélange, de la qualité du combustible, etc.

La période préparatoire intéresse la totalité du mélange combustible, à l'exception d'une petite partie qui est injectée avec retard. Cela provoque une forte augmentation de la pression pendant la deuxième période. L'influence des autres facteurs est la même que dans la combustion avec allumage extérieur.

La troisième période commence à l'instant où la combustion de la plus grande quantité du combustible se termine, et où la flamme s'étend à tout le volume de la chambre de combustion. La pression, la température, et par suite les vitesses de réaction qui existent à cet instant sont si favorables à la combustion, que la partie résiduelle du mélange moteur brûle pratiquement sans aucun retard, ce qui permet de maintenir la pression dans le cylindre à peu près constante.

Influence des échanges de chaleur. Les pertes principales de chaleur dans le fluide refroidisseur proviennent de la chambre de combustion. Le rapport de la surface de la chambre de combustion à son volume détermine l'importance de la chaleur cédée aux parois et au fluide refroidisseur. Quand ce rapport augmente le rendement η_i diminue, parce que les pertes de chaleur augmentent.

Dans les moteurs à carburateur, la forme sphérique est la forme la plus avantageuse de la chambre de combustion. Dans les moteurs à auto-allumage, la forme de la chambre de combustion dépend en principe des conditions de pulvérisation et de formation du mélange. Mais la quantité de chaleur cédée au fluide refroidisseur dépend des mêmes conditions que précédemment, c'est-à-dire du rapport de la surface au volume de la chambre de combustion.

Cette transmission de chaleur dépend de la vitesse de rotation ou plus exactement de la vitesse moyenne du piston. Dans les moteurs rapides, la turbulence du mélange moteur augmente, ce qui intensifie la transmission de chaleur; par contre, la durée du contact entre les gaz et les parois de la chambre diminue, ce qui réduit les pertes de chaleur. La pratique montre que l'influence combinée de ces deux facteurs fait croître le rendement η_i en même temps que la vitesse de rotation. Dans le fonctionnement réel d'un moteur, il existe des pertes thermiques dues au fait que les courbes de compression et de détente ne sont pas adiabatiques (par suite de la cession de chaleur aux parois pendant la combustion, la détente et la compression). On caractérise la qualité du cycle réel par le rapport

$$\frac{\eta_i}{\eta_t} = \eta_g, \qquad (5\text{-}7)$$

que l'on appelle le *rendement relatif*.

On a $\eta_i = 0{,}40$ à $0{,}48$ pour un moteur Diesel, et $\eta_i = 0{,}25$ à $0{,}65$ pour un moteur à gaz ou un moteur à carburateur.

§ 6. Le rendement mécanique

Le rendement mécanique indique la fraction du travail d'indicateur qui peut être transformée en travail utile et recueillie directement sur l'arbre du moteur. Le rendement mécanique tient donc compte de toutes les pertes mécaniques par frottement et autres résistances, par exemple : frottement des segments et des paliers, énergie absorbée par les pompes, les compresseurs et autres organes nécessaires au fonctionnement du moteur, énergie perdue pour vaincre les résistances à l'aspiration, pertes d'échappement, etc.

On calcule le rendement mécanique par la formule suivante :

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}, \qquad (5\text{-}8)$$

avec N_e puissance effective du moteur ;

N_i puissance indiquée (résultant du diagramme d'indicateur).

Dans les divers types de moteurs, le rendement η_m varie entre 0,72 et 0,9 env.

La puissance effective est la différence existant entre la puissance d'indicateur N_i et la puissance des pertes N_r par frottement :

$$N_e = N_i - N_r \text{ kW}. \qquad (5\text{-}9)$$

La pression effective moyenne a la valeur suivante :

$$p_e = p_i - p_r \text{ bars}. \qquad (5\text{-}10)$$

On détermine la puissance N_r d'une façon expérimentale. La partie principale de la puissance perdue N_r (jusqu'à 60 %) est imputable au frottement du piston. Les pertes dans les paliers et autres organes du moteur peuvent atteindre 20 %. Les pertes dites de pompage (aspiration, échappement, expulsion des produits de combustion, fonctionnement du compresseur) atteignent 20 à 22 %.

Les pertes par frottement (pertes mécaniques) dépendent également de la viscosité de l'huile, de l'intensité du refroidissement, de la vitesse de rotation, etc. L'étude de l'influence de ces divers facteurs est un problème expérimental assez compliqué.

Influence de la vitesse de rotation. La variation des pertes par frottement en fonction de la vitesse de rotation est représentée sur la fig. 151,*a* pour les moteurs à carburateur; une relation analogue est obtenue pour les moteurs à auto-allumage. On peut calculer la variation de la puissance N_r et p_r (fig. 151,*b*) en fonction de la vitesse de rotation par la relation :

$$N_r = An^m, \quad p_r = p_i - p_e, \qquad (5\text{-}11)$$

avec A coefficient constant pour un moteur donné ;

n vitesse de rotation ;

m exposant dont la valeur moyenne est comprise entre 1,7 et 2,2 pour les moteurs à carburateur et entre 1,5 et 2 pour les moteurs à auto-allumage.

Influence de la charge. Dans les moteurs à carburateur, on fait varier la puissance en étranglant plus ou moins l'aspiration du mélange moteur. Cet étranglement a pour effet d'abaisser la pression d'aspiration, et par suite d'accroître les pertes dites par pompage

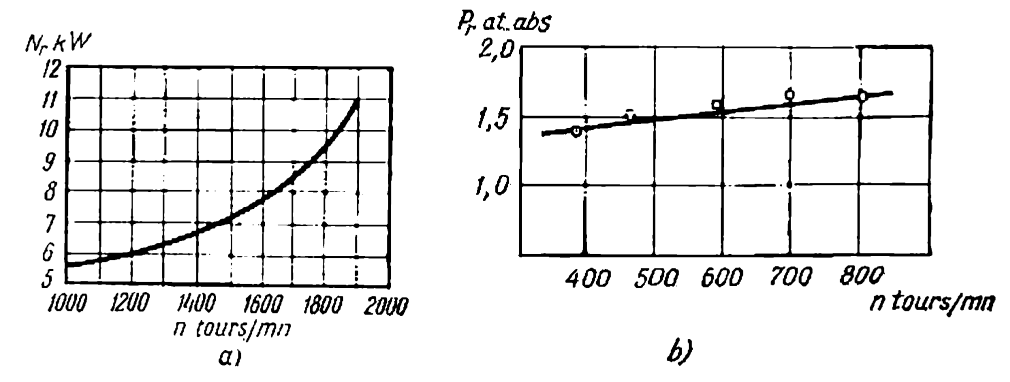


Fig. 151. Variation des pertes en fonction de la vitesse de rotation

(pertes à l'aspiration). Mais l'étranglement réduit également la pression finale, et par suite le travail de frottement. L'expérience montre que ces causes se compensent mutuellement et n'ont pas une influence sensible sur la puissance.

Dans les moteurs à auto-allumage, on fait varier la puissance en modifiant la quantité de combustible introduit dans le cylindre, sans faire varier la quantité d'air aspiré. Il en résulte que les pertes à l'aspiration sont indépendantes de la puissance pour une vitesse de rotation constante.

Parmi les autres facteurs qui influent sur les pertes par frottement, on peut mentionner la variation de la viscosité de la couche lubrifiante. Cette viscosité dépend des variations de température des surfaces frottantes et de l'eau de refroidissement.

§ 7. Rendement effectif. Caractéristiques numériques du cycle

Le *rendement effectif* indique la fraction de la chaleur fournie au moteur, qui est transformée en travail utile sur l'arbre du moteur. Le rendement effectif tient donc compte des pertes thermiques (η_i) et mécaniques (η_m):

$$\eta_e = \frac{860}{g_e Q_i^t} \quad \text{ou} \quad \eta_g \eta_m \eta_t = \eta_i \eta_m, \tag{5-12}$$

où g_e débit de chaleur par 1 kWh.

La valeur η_e pour des diverses catégories de moteurs:

Moteurs à quatre temps sans compresseur	0,34 à 0,40
Moteurs à quatre temps à compresseur .	0,30 à 0,34
Moteurs à deux temps sans compresseur	0,32 à 0,35
Moteurs à gaz et moteurs à carburateur	0,20 à 0,30

Caractéristiques numériques principales du cycle. Dans les moteurs à combustion interne, le coefficient d'excédent d'air α a une grande importance aussi bien pour une combustion complète que pour une utilisation efficace du volume du cylindre. D'après les résultats de la pratique, on adopte les coefficients d'excédent d'air suivants dans les divers types de moteurs: 1,05 à 1,4 dans les moteurs à gaz; 1,5 à 2 dans les moteurs à compresseur; 1,6 à 2,1 dans les moteurs sans compresseur et 0,9 à 1,1 dans les moteurs à essence.

Les plus fortes valeurs de α correspondent aux moteurs à gaz de grande puissance, dans lesquels on mélange de grandes quantités de gaz et d'air. Dans les moteurs à combustible liquide, les plus fortes valeurs de α correspondent aux systèmes dans lesquels on ne prévoit pas un dispositif spécial de turbulence de l'air, qui permettrait un meilleur mélange de l'air avec le combustible.

Pour déterminer les caractéristiques numériques principales d'un cycle moteur (aspiration, compression, combustion, détente et échappement) il faut d'abord évaluer les grandeurs suivantes:

1) pression initiale de compression p_a comprise entre 0,8 et 0,9 bar;

2) pression d'évacuation des gaz épuisés p_r comprise entre 1,1 et 1,22 bar;

3) pression extérieure d'admission $p_0 = 1$ bar abs.;

4) température des gaz résiduels T_r comprise entre 600° et 800 °K dans les moteurs Diesel, et entre 900° et 1100 °K dans les moteurs à carburateur (température d'échappement);

5) température de l'air à l'admission T_0 comprise entre 290° et 300 °K;

6) rapport de compression ε; on recommande de choisir ce rapport d'après le tableau 15 pour les divers types de moteurs.

Nous calculerons maintenant les caractéristiques numériques principales d'un cycle réel. Dans une compression polytropique, la pression de fin de compression a pour valeur:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \text{ bars.} \qquad (5\text{-}13)$$

On donne à l'exposant polytropique n_1 une valeur qui varie entre 1,34 et 1,39 en fonction de la rapidité, du type et des particularités constructives du moteur. La valeur de n_1 diminue quand on intensifie le refroidissement des cylindres, des pistons et des autres organes.

La température de fin de compression polytropique a pour valeur:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \text{ °K} \qquad (5\text{-}14)$$

Dans la combustion à volume constant, nous calculons la pression maximale p_z par la température de fin de combustion T_z (tableau 16) à l'aide de la relation suivante:

$$p_z = p_c \beta \frac{T_z}{T_c} \text{ bars,} \qquad (5\text{-}15)$$

avec

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma} \approx 1.$$

Le coefficient β est le coefficient réel de transformation moléculaire des gaz ; β_0 coefficient chimique de transformation moléculaire ; γ coefficient des gaz résiduels.

Dans un cycle mixte, on détermine les caractéristiques numériques de la combustion après avoir évalué l'augmentation de pression $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ et le coefficient de dégagement de chaleur ξ qui tient compte des pertes de chaleur pendant la combustion.

Pour les divers types de moteurs, on peut déterminer T_c, p_z, T_z, ξ, λ à l'aide des tableaux 16 et 17.

Tableau 16

Moteurs	p_z	T_c	T_z
Moteurs à carburateurs	25-30	600-750	2 500-2 800
Moteurs à huile lourde	18-20	600-750	1 600-1 700
Moteurs lents à haute compression . .	35-55	750-850	1 700-2 000
Moteurs rapides à haute compression	45-80	750-900	1 800-2 100
Moteurs à gaz . . .	30-45	700-800	2 300-2 500

Tableau 17

Moteurs	λ	ε
Moteurs à carburateurs	3,5-4,0	0,8-0,92
Moteurs à antichambre et à pulvérisation	1,4-1,6	0,7-0,75
Moteurs à pulvérisation directe	1,4-2,2	0,7-0,8
Motours à gaz	2,2-2,5	0,8-0,92

Pression maximale de combustion dans un cycle mixte:

$$p_z = \lambda p_c \text{ bars.} \qquad (5\text{-}16)$$

Pour déterminer la pression moyenne indiquée, ainsi que la puissance et la valeur économique d'un moteur, il faut connaître les caractéristiques numériques de la détente.

Calculons le degré de détente préalable:

$$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} . \tag{5-17}$$

Dans un cycle à combustion à volume constant, le coefficient de détente préalable $\rho = 1$.

Dans un cycle à combustion à pression constante, le coefficient d'accroissement de la pression $\lambda = 1$.

Pression à la fin de détente:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \text{ bars,} \tag{5-18}$$

avec δ coefficient de deuxième détente, ayant pour valeur $\frac{\varepsilon}{\rho}$ et $n_2 = 1{,}23$ à $1{,}3$. On donne à n_2 une valeur plus faible dans les moteurs rapides du fait que les gaz sont moins fortement refroidis, que la combustion est plus poussée, et que les pertes de pression à travers les segments sont relativement faibles.

Température à la fin de détente:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} \text{ °K.} \tag{5-19}$$

On calcule la pression moyenne indiquée par le quotient du travail d'un cycle par le volume du cylindre V_h:

$$p_i' = \frac{L_i'}{10^5 V_h} \quad \text{ou} \quad p_i' = \frac{L_i'}{10^5 (\varepsilon - 1) V_c} \text{ bars,} \tag{5-20}$$

où V_h volume utile du cylindre en m^3;

V_c volume de la chambre de compression en m^3.

Dans une compression polytropique le travail négatif a pour valeur:

$$-L_1 = -p_c V_c \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} . \tag{5-21}$$

De même dans la détente polytropique (avec combustion à volume constant) le travail positif a pour valeur:

$$L_2 = p_z V_c \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} . \tag{5-22}$$

Et comme le travail fourni dans le cycle est:

$$L_i' = L_2 - L_1, \tag{5-23}$$

après quelques transformations mathématiques simples, nous obtenons l'expression suivante de la pression moyenne indiquée dans le cycle avec combustion à volume constant :

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left(\frac{p_z}{p_c}\,\frac{1-\frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}}{n_2-1} - \frac{1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1-1}\right) \text{ bars.} \qquad (5\text{-}24)$$

Dans le cycle avec combustion à pression constante, le travail du cycle a pour valeur :

$$L_i' = L_2 + L_3 - L_1, \qquad (5\text{-}25)$$

L_1 travail négatif de compression polytropique d'après la relation (5-21) ;
L_2 travail positif dans la combustion isobare ;
L_3 travail positif dans la détente polytropique.

On a d'autre part

$$L_2 = p_c V_c (\rho - 1) \qquad (5\text{-}26)$$

et

$$L_3 = p_c V_c \rho\,\frac{1-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}}{n_2-1}. \qquad (5\text{-}27)$$

Dans un cycle avec combustion à pression constante, la pression moyenne indiquée est donc :

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon-1}\left[(\rho-1) + \rho\,\frac{1-\frac{1}{\rho^{n_2-1}}}{n_2-1} - \frac{1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1-1}\right] \text{ bars.} \qquad (5\text{-}28)$$

D'une façon analogue, le travail d'un cycle mixte a pour valeur :

$$L_i' = L_2' + L_3' - L_1. \qquad (5\text{-}29)$$

Comme nous avons :

$$L_2' = \lambda p_c V_c (\rho - 1)$$

et

$$L_3' = p_c V_c \lambda \rho\,\frac{1-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}}{n_2-1},$$

la pression moyenne indiquée pour un cycle mixte s'écrit :

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon-1}\left[\lambda(\rho-1) + \lambda\rho\,\frac{1-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}}{n_2-1} - \frac{1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1-1}\right] \text{ bars.} \qquad (5\text{-}30)$$

Les relations ainsi obtenues permettent de calculer les pressions moyennes indiquées des divers cycles théoriques.

Consommation de combustible. La quantité g_i de combustible consommé pour produire 1 kWh eff. dans un cycle caractérise l'éco-

nomie du cycle et est donnée par la formule suivante:

$$g_i = \frac{G}{N_i}, \tag{5-31}$$

avec G consommation horaire de combustible.

On peut calculer théoriquement la consommation indiquée de combustible:

$$g_i = \frac{860}{\eta_i Q_i^t}. \tag{5-32}$$

Consommation effective de combustible:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}. \tag{5-33}$$

§ 8. Comparaison entre les diagrammes théorique et réel d'indicateur

Dans un cycle réel, la ligne de combustion diffère des droites à volume constant et à pression constante; de plus, le passage d'une phase à la suivante (fin de la détente, début de l'échappement, etc.) n'est pas net et est indiqué sur le diagramme par des branches courbes (voir les fig. 138 à 140).

En outre, un cycle réel est accompagné par des échanges de chaleur continuels, dont l'importance dépend de la différence de température entre le fluide moteur et les parois, et de l'étendue des surfaces de transmission de la chaleur. Comme les températures du fluide moteur et des parois varient constamment dans le cycle réel, la compression et la détente réelles sont des transformations polytropiques dans lesquelles l'exposant varie continuellement.

Par suite de la différence entre le diagramme réel et le diagramme théorique, la surface du premier est un peu plus faible que celle du dernier. Il en résulte que la puissance du moteur est également réduite. La réduction du digramme d'indicateur réel comparativement au diagramme théorique est exprimée approximativement par un coefficient φ qui varie dans la pratique entre 0,92 et 0,98.

Dans les moteurs à deux temps, la forme arrondie du diagramme dans la phase de combustion et les pertes de puissance correspondantes sont compensées par le travail utile supplémentaire de l'échappement et du balayage. Pour cette raison, on corrige le diagramme théorique d'indicateur uniquement pour tenir compte de la réduction de la cylindrée utile $(V_h - V_e)$. La pression moyenne effective a donc pour valeur:

$$p_i = p_i' \left(\frac{V_h - V_e}{V_h}\right) = p_i' \left(1 - \frac{V_e}{V_h}\right), \tag{5-34}$$

avec p_i' pression moyenne indiquée par le diagramme théorique, calculée par la formule des moteurs à quatre temps.

§ 9. Calcul des dimensions fondamentales d'un moteur

On calcule la puissance sur l'arbre à l'aide de la pression moyenne effective p_e, qui tient compte des pertes thermiques et mécaniques.

Les valeurs maximales des pressions p_i et p_e sont indiquées dans le tableau 18 pour les divers types de moteurs.

Tableau 18

Types de moteurs	p_i	p_e
Moteurs lents à haute compression	8-10	6-9
Moteurs automobiles à carburateur	7-9	6-8
Moteurs rapides à haute compression	6-10	5-9
Moteurs d'aviation suralimentés à carburateur . . .	12-18	10-16

Il est extrêmement difficile de calculer théoriquement les pertes par frottement (pertes mécaniques). Aussi, on détermine la puissance effective N_e à l'aide du rendement mécanique η_m que l'on choisit d'après le type de moteur. On a donc les valeurs suivantes de la puissance effective et de la pression moyenne effective:

$$N_e = N_i\eta_m; \quad p_e = p_i\eta_m. \tag{5-35}$$

Quand on connaît les dimensions essentielles d'un moteur (alésage, course, vitesse de rotation), on calcule sa puissance effective par la formule suivante:

$$N_e = \frac{\pi D^2 S p_i n i \eta_m}{4 \cdot 60 \cdot z} \cdot 100, \text{ kW} \tag{5-36}$$

avec D alésage en cm;
S course en m;
p_i pression moyenne indiquée en bars, choisie d'après les indications du tableau 18;
n nombre de tours par minute;
i nombre de cylindres;
η_m rendement mécanique;
z nombre de tours de l'arbre pour une course motrice.

On a $z = 2$ pour les moteurs à quatre temps, et $z = 1$ pour les moteurs à deux temps.

On calcule la puissance indiquée à l'aide de cette même formule (5-36), en supprimant le rendement mécanique η_m.

Détermination des dimensions fondamentales d'un moteur. Pour déterminer l'alésage D et la course S du piston avec la puis-

sance effective N_e et la vitesse de rotation n données, il faut encore se donner le rapport S/D que l'on peut choisir d'après le tableau 19 pour les divers types de moteurs.

Tableau 19

Moteurs lents à forte compression	Moteurs rapides à forte compression	Moteurs automobiles à carburateur	Moteurs d'aviation à carburateur	Moteurs à gaz
$\frac{S}{D}=1{,}2$ à 2	$\frac{S}{D}=0{,}9$ à 1,5	$\frac{S}{D}=0{,}8$ à 1,5	$\frac{S}{D}=0{,}8$ à 1,4	$\frac{S}{D}=1{,}2$ à 2

Nous déterminerons les dimensions principales d'un moteur en fonction de S/D à l'aide des considérations suivantes. Le volume utile de la cylindrée V_h est fonction de la puissance N_e et de la vitesse n, qui sont données, et a d'autre part pour valeur:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S; \quad D^2 = \frac{4V_h}{\pi S};$$

ou

$$D^2 = \frac{4V_h}{\pi \left(\frac{S}{D}\right) D}. \tag{5-37}$$

On en tire:

$$D^3 = \frac{4V_h}{\pi \left(\frac{S}{D}\right)} \quad \text{et} \quad D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \left(\frac{S}{D}\right)}}. \tag{5-38}$$

On peut encore déterminer l'alésage en se donnant la vitesse moyenne du piston $c_m = Sn/30$. On adopte $c_m \leqslant 6{,}5$ m/s pour les moteurs lents, et $c_m \geqslant 6{,}5$ m/s pour les moteurs rapides.

Exemple. Déterminer la course et l'alésage d'un moteur lent à l'aide de la vitesse moyenne du piston, la vitesse de rotation du vilebrequin étant $n =$ $= 250$ tours/mn et la cylindrée utile étant $V_h = 0{,}068$ m³.

Nous admettons pour ce moteur $c_m = 4$ m/s. Comme $c_m = Sn/30$, nous avons:

$$S = \frac{c_m 30}{n} = \frac{4 \cdot 30}{250} = 0{,}48 \text{ m}.$$

La relation (5-37) nous donne l'alésage:

$$D = \sqrt{\frac{4V_h}{\pi S}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}068}{3{,}14 \cdot 0{,}48}} = 0{,}425 \text{ m}.$$

§ 10. Le bilan thermique d'un moteur

L'énergie thermique du combustible introduit dans un moteur n'est transformée en travail utile que dans la proportion de 20 à 39 %. Le reste est perdu dans le refroidissement, dans les gaz d'échappement, etc.

On peut représenter clairement la répartition de la chaleur introduite dans le moteur au moyen du bilan thermique. On établit ce bilan en tenant compte de tous les modes de consommation de la chaleur. Il permet d'apprécier la qualité du travail du moteur dans les diverses conditions de charge. Le bilan thermique permet également de déterminer la quantité d'eau nécessaire au refroidissement, les dimensions des surfaces de refroidissement, etc. Sous sa forme la plus générale, le bilan thermique est exprimé par la relation suivante:

$$Q = Q_e + Q_w + Q_g + Q_p + Q_r \text{ kcal/h} \quad (5\text{-}39)$$

ou

$$q = q_e + q_w + q_g + q_p + q_r = 100\% \ , \quad (5\text{-}40)$$

avec

- Q chaleur produite par la combustion du combustible, en kcal/h;
- Q_e chaleur correspondant au travail utile, en kcal/h;
- Q_w perte de chaleur dans le refroidissement, en kcal/h;
- Q_g perte de chaleur dans les gaz d'échappement, en kcal/h;
- Q_p perte de chaleur par combustion incomplète, en kcal/h;
- Q_r terme résiduel représentant les pertes dont il n'a pas été tenu compte, en kcal/h;
- q_e, q_w, q_g, q_p, q_r composantes correspondantes du bilan thermique en pourcentage, par exemple $q_e = \frac{Q_e}{Q} \cdot 100$, etc.

La fig. 152 représente d'une façon schématique et développée le bilan thermique. Cette figure montre clairement la répartition des divers flux de chaleur dans un moteur en fonctionnement.

L'examen du bilan thermique global montre qu'aucun terme particulier de ce bilan ne tient compte des pertes dites pertes de frottement. Cela tient à ce que l'énergie perdue dans ces pertes est transformée elle-même en chaleur, qui est retournée à l'eau de refroidissement ou à l'huile et dont une très faible proportion seulement est dissipée à l'extérieur.

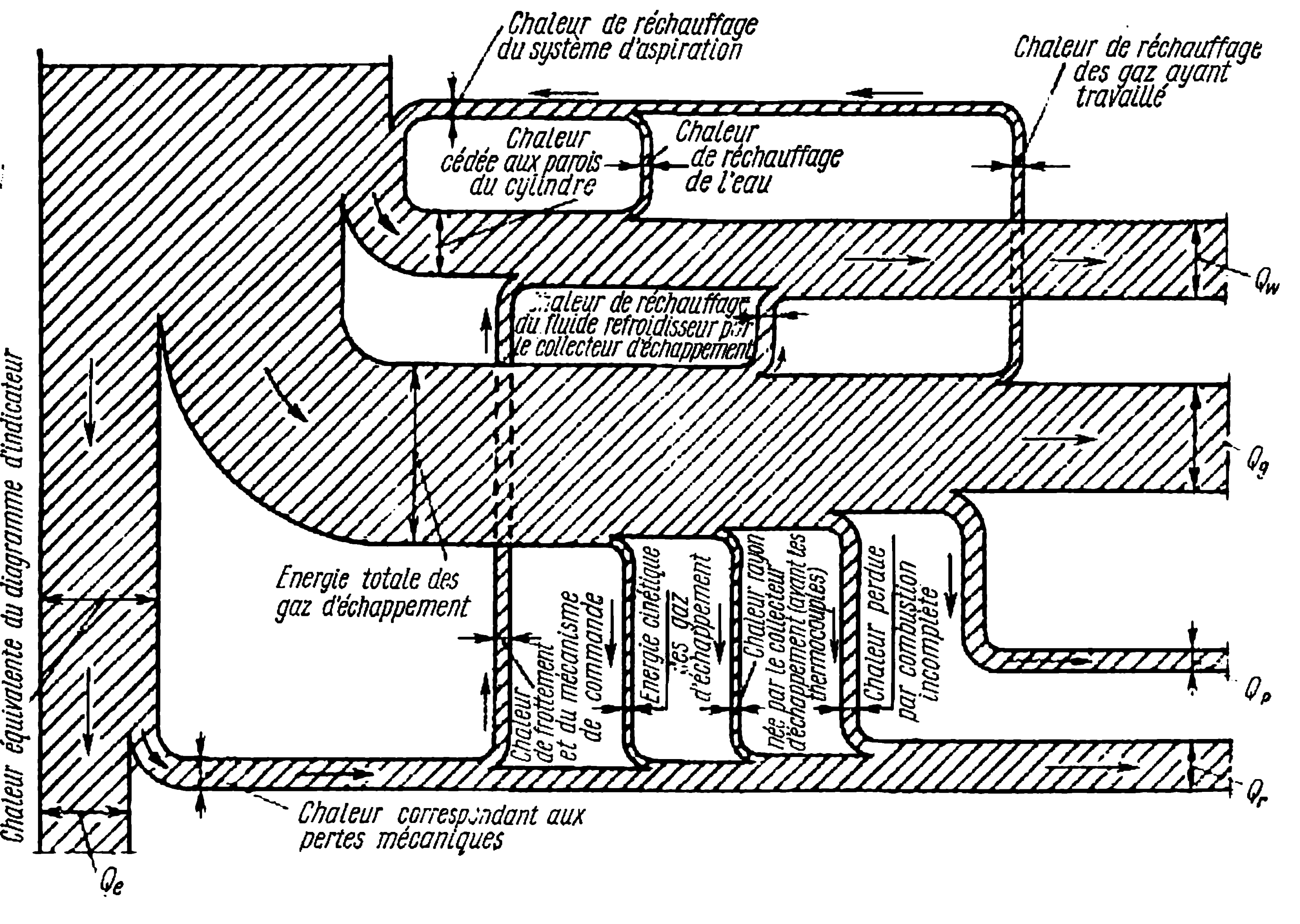


Fig. 152. **Bilan thermique d'un moteur (schéma développé)**

La chaleur produite par la combustion du combustible a pour valeur:

$$Q = Q_i^t g_e N_e \text{ kcal/h.} \tag{5-41}$$

Chaleur équivalente au travail utile du moteur:

$$Q_e = 860 N_e \text{ kcal/h.} \tag{5-42}$$

Les pertes de chaleur par refroidissement Q_w représentent la chaleur cédée à l'eau de refroidissement et à l'huile.

Chaleur cédée à l'eau de refroidissement:

$$Q_w = c_e \Delta t_e G_e \text{ kcal/h} \tag{5-43}$$

avec G_e débit d'eau en kg/h;
c_e chaleur spécifique de l'eau en kcal/kg °C;
t_e échauffement de l'eau en °C.

Lorsque les pistons sont refroidis avec de l'huile, on englobe dans Q_w la chaleur cédée à cette huile.

On englobe les pertes de chaleur par refroidissement extérieur dans le terme résiduel du bilan thermique, ou bien on les calcule approximativement par les formules de transmission de la chaleur, en additionnant les pertes correspondant aux diverses régions de la surface extérieure du moteur:

$$Q'_w = \sum (\alpha F_i)(t_i - t_a) \text{ kcal/h,} \tag{5-44}$$

avec α coefficient de transmission de la chaleur entre les surfaces extérieures du moteur et l'air extérieur: $\alpha = 12$ à 20 kcal/m²h · °C;
t_i température de la surface extérieure de la région i de la surface de refroidissement, en °C;
t_a température de l'air extérieur, en °C;
F_i surface de la région i ayant la température t_i (en m²);
i numéro d'ordre des régions considérées.

La valeur absolue des pertes de chaleur par refroidissement extérieur est insignifiante. On ne peut donc effectuer le calcul de Q'_w que pour contrôler le fonctionnement du moteur.

Il faut remarquer que les pertes de chaleur par refroidissement ne peuvent être réduites que dans une certaine mesure. Une diminution importante du refroidissement des organes du moteur pourrait en effet provoquer un échauffement excessif de l'attelage, un brûlage des segments, etc.

On détermine la perte Q_g à l'aide de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement, dont on défalque la chaleur contenue dans l'air aspiré. On calcule habituellement les pertes Q_p par une analyse complète des gaz.

Le terme résiduel du bilan englobe les pertes suivantes : transmission de chaleur au milieu extérieur, énergie cinétique inutilisée des gaz d'échappement, erreurs diverses commises dans les mesures et les calculs.

§ 11. Formation du mélange combustible

La *formation du mélange combustible* consiste à répartir convenablement le combustible dans un milieu d'air comprimé.

On distingue les deux procédés fondamentaux suivants: formation *à l'extérieur*, c'est-à-dire formation du mélange moteur en dehors du cylindre (dans les moteurs à gaz et moteurs à carburateur) ; formation *intérieure*, dans laquelle le mélange moteur est formé directement dans le cylindre (moteurs à huile lourde).

La qualité de la formation du mélange prend une importance particulière dans les moteurs rapides. Cela s'explique par la forte vitesse du piston et par la réduction du temps qui est disponible pour mélanger le combustible à l'air. Dans les moteurs rapides, on obtient un bon mélange combustible grâce à une excellente organisation de cette opération: adoption de chambres de combustion ayant des formes spéciales (chambres tourbillonnaires, antichambres) de brûleurs ou injecteurs à pulvérisation. Dans les moteurs à huile lourde une fine pulvérisation du combustible est une condition indispensable à l'obtention d'un bon mélange. On constate dans ces moteurs que le jet de combustible se brise en particules extrêmement fines pendant sa progression dans l'air comprimé, ce qui donne une masse finement pulvérisée.

Dans les moteurs à carburateur, une distribution parfaitement uniforme du combustible dans l'air aspiré est de même une condition indispensable à l'obtention d'un bon mélange.

Dans les moteurs à auto-allumage (fig. 153), le combustible est injecté dans la chambre de combustion *4* par l'injecteur *3*. Ce combustible est envoyé à l'injecteur par la pompe *1* et la canalisation *2*. La pulvérisation est réalisée directement par la pompe à combustible dans les moteurs à auto-allumage qui ne possèdent pas de compresseur. Dans les moteurs à auto-allumage et à compresseur, elle est produite par de l'air comprimé à une pression qui peut atteindre 60 bars.

Dans les moteurs à gaz, le mélange combustible est formé au moyen d'un mélangeur spécial. L'air et le gaz combustible sont envoyés dans le mélangeur *3* par les canalisations *1* et *2* (fig. 154). Du mélangeur *3*, le mélange est envoyé à la chambre de combustion *6* à travers la soupape d'aspiration *4*. Une bougie électrique *5* est prévue pour allumer le mélange moteur. On règle la composition

de ce mélange au moyen de clapets d'étranglement orientables qu'on appelle des papillons *7*.

Dans les moteurs à carburateur, l'air arrive par la canalisation *1* (fig. 155). Le combustible ou carburant vient d'une chambre à flotteur *2* par un gicleur *3*, à la sortie duquel il est pulvérisé. Le mélange d'air et de combustible pulvérisé arrive à la soupape d'aspiration *4*, puis dans la chambre de combustion *6*. Le mélange moteur est allumé par une installation électrique qui comprend en particulier une bougie électrique d'allumage *5*.

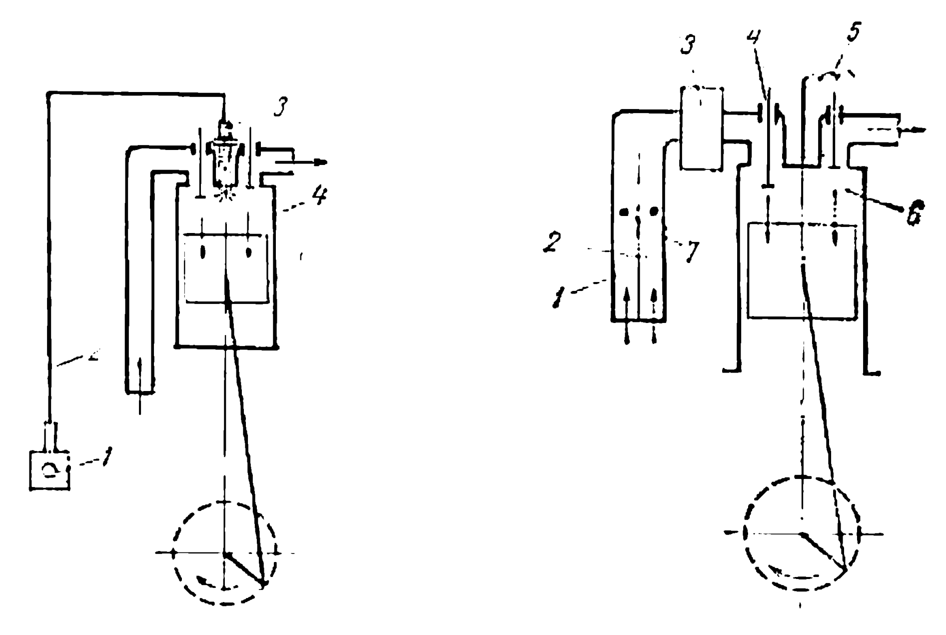


Fig. 153. Schéma d'un moteur à autoallumage

Fig. 154. Schéma d'un moteur à gaz

La chambre de combustion. D'après la forme de réalisation on distingue les chambres de combustion *divisées* et *non divisées*. Les chambres de combustion non divisées constituent un compartiment qui est limité par la face de tête du piston, la paroi latérale du cylindre et le couvercle de cylindre ou culasse. Dans les chambres non divisées la tête de piston forme une concavité de profondeur variable.

Une chambre de combustion divisée comprend deux compartiments: l'antichambre *3* (fig. 156) dans laquelle le combustible brûle partiellement et la chambre principale *6* disposée au-dessus du piston. La combustion commence dans l'antichambre. L'augmentation de pression produite par le début de combustion dans l'antichambre projette dans la chambre principale les particules de combustible qui ont incomplètement brûlé. Ce système de pulvérisation permet d'adopter une pression relativement faible du

combustible injecté (environ 110 bars), alors qu'il faut adopter une pression d'injection pouvant atteindre 250 à 300 bars dans les moteurs à chambres non divisées pour obtenir la même qualité de pulvérisation.

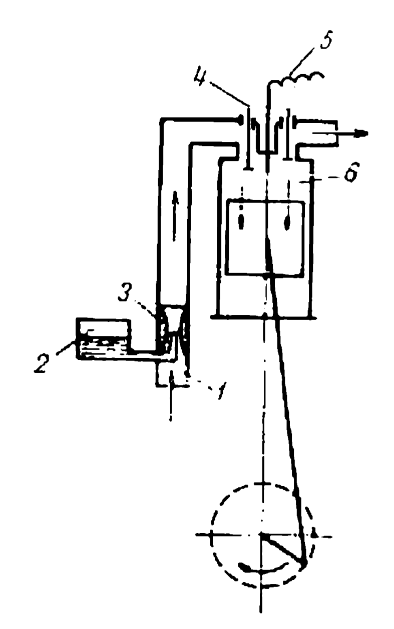


Fig. 155. Schéma d'un moteur à carburateur

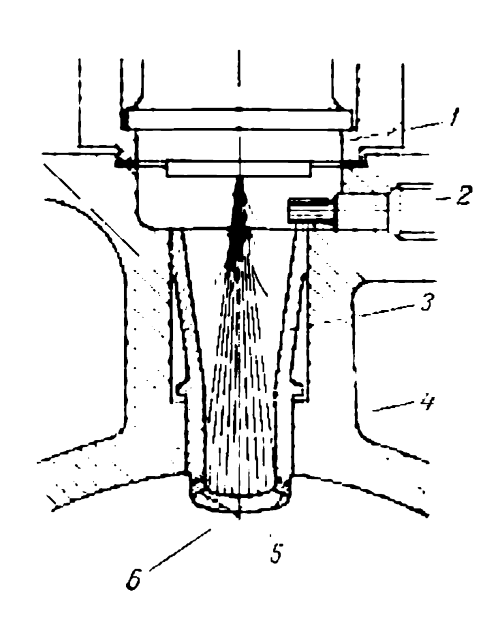


Fig. 156. Schéma d'une chambre de combustion divisée :

1 — injecteur ; *2* — allumeur ; *3* — antichambre ; *4* — culasse ; *5* — pulvérisateur ; *6* — chambre de combustion

Les chambres dites *tourbillonnaires* et les chambres *auxiliaires* à air rentrent également dans la catégorie des chambres de combustion divisées. Elles sont principalement caractérisées par la formation d'écoulements tourbillonnaires de l'air, qui permettent d'obtenir un meilleur mélange combustible.

Suivant le type de chambre de combustion employé, on dit que la pulvérisation est une pulvérisation *par antichambre* (quand il y a une antichambre), ou bien une pulvérisation *par jet* ou *par injection* (quand il n'y a pas d'antichambre).

§ 12. Circuit de combustible

Le circuit ou installation de combustible a pour but de doser, pulvériser et débiter le combustible dans la chambre de combustion. Cet ensemble comprend essentiellement l'injecteur, la pompe à combustible et les canalisations.

Les pompes à combustible (pompes d'injection). Une pompe à combustible est constituée habituellement par un corps métalli-

que creux dans lequel se trouvent un piston plongeur, une soupape d'aspiration, des soupapes de refoulement, et un mécanisme de réglage manuel et de réglage automatique. Les pompes dites *sans soupapes* sont des pompes qui possèdent seulement des soupapes de refoulement; le rôle de la soupape d'aspiration est alors rempli par des ouvertures spéciales qui sont ouvertes périodiquement par le piston plongeur.

Comme ces pompes supportent des pressions très élevées, le corps est constitué par une pièce de forge dans laquelle on perce tous les canaux intérieurs. Pour faciliter les réparations et les remplacements, les sièges des soupapes sont des pièces rapportées. Les soupapes de refoulement sont placées dans la partie supérieure de la pompe pour permettre de purger l'air qui peut s'accumuler à l'intérieur de la pompe.

La pompe d'injection est habituellement entraînée par l'arbre de distribution par l'intermédiaire de cames.

On emploie deux procédés principaux pour régler le débit de combustible: variation de la fin ou du début de la phase de débit.

Lorsqu'on agit par réglage de la fin du débit, l'instant du début de l'injection reste fixe, c'est-à-dire indépendant de la charge et de la vitesse du moteur. Lorsqu'on emploie le deuxième procédé de réglage, le début de la phase de débit varie avec la vitesse du moteur, tandis que l'instant de la fin du débit reste fixe.

La fig. 157 représente une pompe d'injection possédant des soupapes d'aspiration et de refoulement. Le combustible provenant du réservoir est envoyé dans la chambre d'arrivée *7*. Lorsque le piston plongeur *1* descend, le combustible remplit le cylindre par la soupape d'aspiration *4*. Lorsque le piston plongeur remonte, cette soupape se ferme automatiquement et le combustible est envoyé à l'injecteur, en surmontant l'action du ressort qui appuie la soupape de refoulement *5* sur son siège.

On règle la quantité de combustible débité à l'aide de la soupape de dérivation *8*, qui s'ouvre sous l'effet de la transmission *9* reliée au manchon du régulateur. Lorsque la charge varie, le régulateur déplace la tige de commande *9*, qui déplace elle-même la tige de soupape *8* et ouvre ainsi un passage qui envoie le combustible excédentaire à un réservoir. On contrôle la présence du combustible dans le compartiment *7* à l'aide de la soupape *6*.

Dans les pompes d'injection dans lesquelles on fait varier le début du refoulement, la soupape de dérivation et son mécanisme de réglage ne supportent pas les fortes pressions de refoulement. Lorsque le réglage agit sur la fin de la phase de débit de combustible, la soupape de dérivation s'ouvre pendant la période de refoulement et supporte nécessairement des efforts considérables, ainsi que son mécanisme de commande.

Cette circonstance oblige à adopter des dispositifs compliqués et volumineux, aussi bien dans les éléments de réglage que dans l'ensemble des pompes à combustible.

La fig. 158 représente une pompe à combustible sans soupape. Dans les pompes de cette catégorie la soupape d'aspiration et la

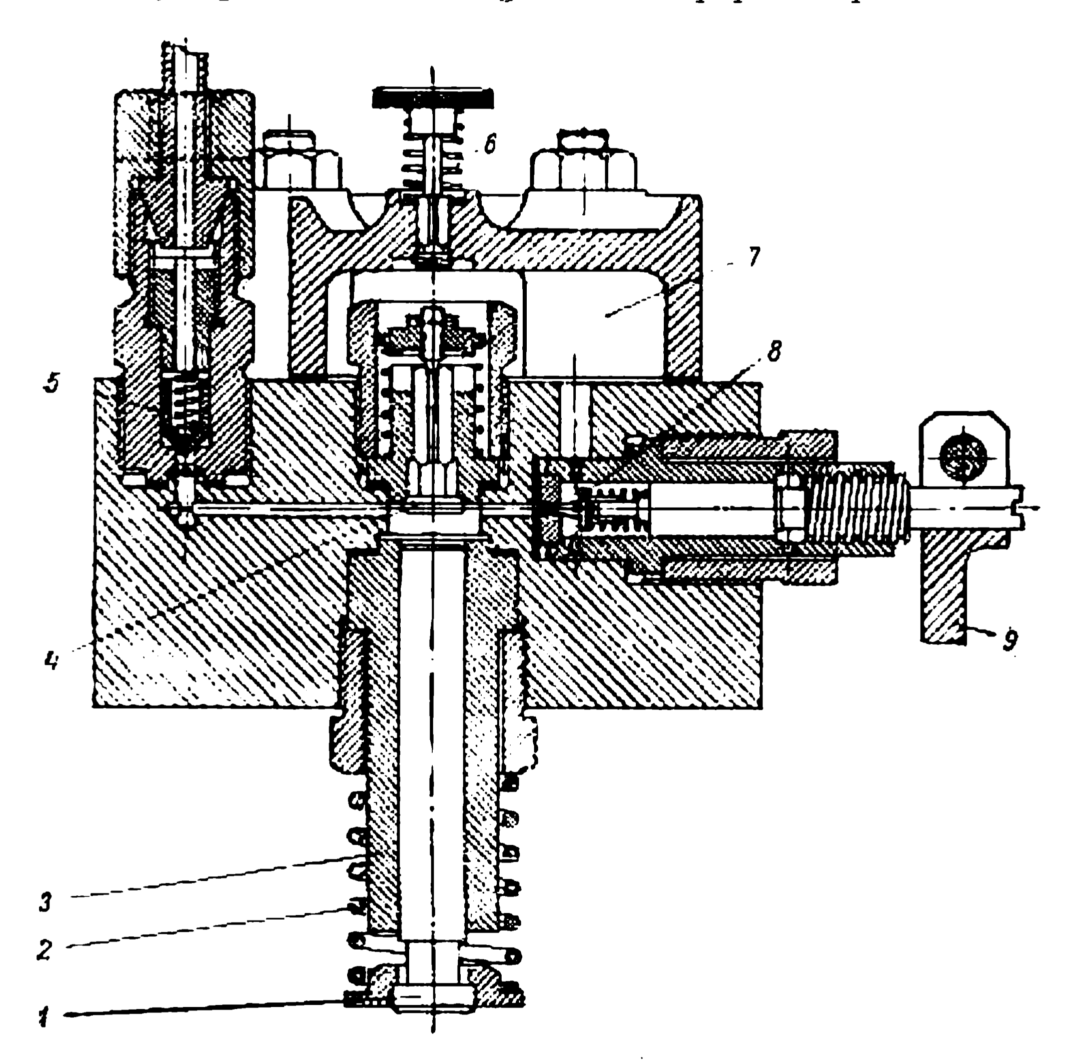


Fig. 157. Pompe à combustible à soupape:
1 — piston plongeur; 2 — ressort; 3 — douille; 4 — soupape d'aspiration; 5 — soupape de refoulement; 6 — soupape de contrôle; 7 — compartiment d'arrivée; 8 — soupape de dérivation (by-pass); 9 — transmission allant au régulateur

soupape de dérivation sont remplacées par des ouvertures *7* et *8* dans le manchon *5*. On règle le débit en faisant tourner le piston plongeur *4* autour de son axe. La tête de ce plongeur est un plan oblique relativement aux bords *6* de l'ouverture *7*, ce qui permet à l'excédent de combustible de s'échapper du cylindre au-dessus du piston plongeur par cette ouverture.

On fait pivoter le piston plongeur au moyen du secteur denté *1* relié au régulateur par une transmission à levier. Ce secteur fait tourner le manchon *3*, dans lequel pénètre la partie arrière divergente du piston plongeur. Le combustible est envoyé à l'injecteur à travers la soupape de refoulement *9*.

Cette pompe est caractérisée par le fait que le combustible est admis à travers l'ouverture *8* du manchon du piston *4*, et que le combustible est évacué par l'ouverture *7*.

La fig. 159 montre les trois positions principales du piston plongeur en cours de fonctionnement. Dans la position inférieure du piston (fig. 159,*a*) le combustible remplit le cylindre de pompe; ensuite, au fur et à mesure que le piston remonte, il recouvre progressivement l'ouverture d'admission (fig. 159,*b*) et refoule le combustible vers l'injecteur. L'injection du combustible s'arrête dès que la partie sectionnée et supérieure du piston (qui a une forme hélicoïdale) atteint l'ouverture d'admission. Dans cette position en effet, la chambre de refoulement communique avec l'ouverture d'admission par une rainure hélicoïdale et un passage vertical. Ensuite ce phénomène se répète quand le piston redescend.

Les injecteurs. L'injecteur a pour but de projeter dans le cylindre moteur le combustible à l'état finement pulvérisé. Cette fine pulvérisation est provoquée par le fait que le combustible est projeté à grande vitesse à travers les ouvertures du pulvéri-

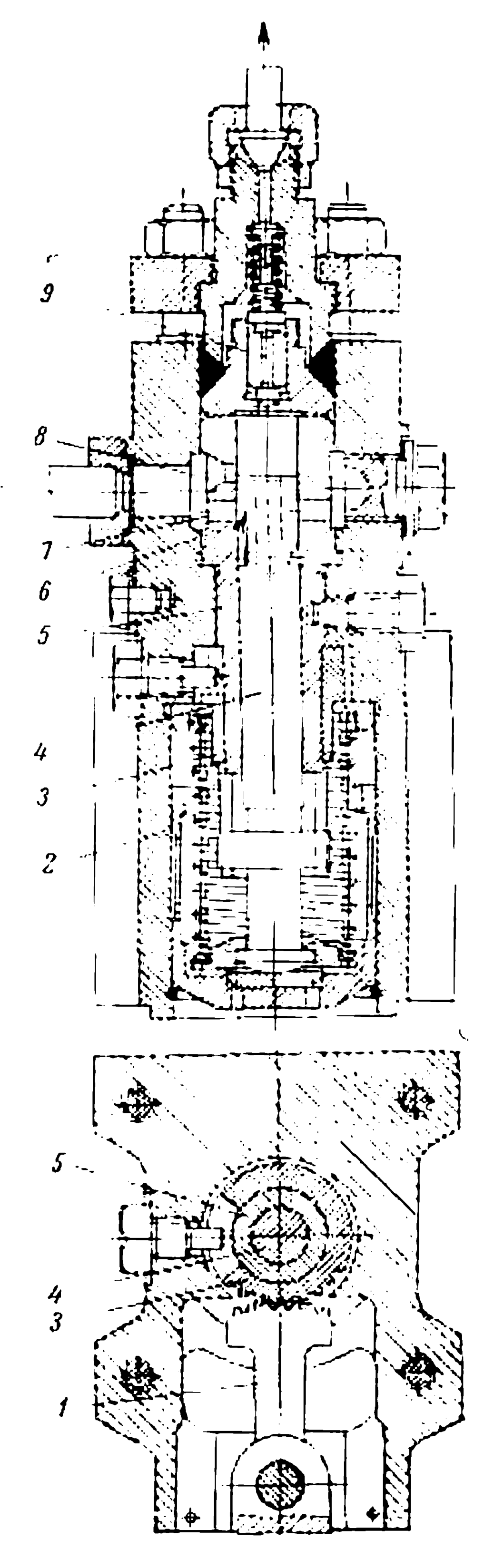


Fig. 158. Pompe à combustible sans soupape

sateur de l'injecteur. La vitesse élevée du combustible est due à la forte pression produite par la pompe.

A côté de la pulvérisation directe du combustible par une pompe, que nous venons de décrire, on applique également la pulvérisation ou injection à l'air. Dans ce procédé, le combustible est projeté à l'état pulvérisé dans le cylindre par de l'air comprimé. Ce procédé exige une installation supplémentaire de compression, qui complique l'ensemble de l'installation motrice, réduit sa qualité économique et la sûreté du fonctionnement du moteur. Aussi les moteurs à compresseur ne sont plus fabriqués actuellement.

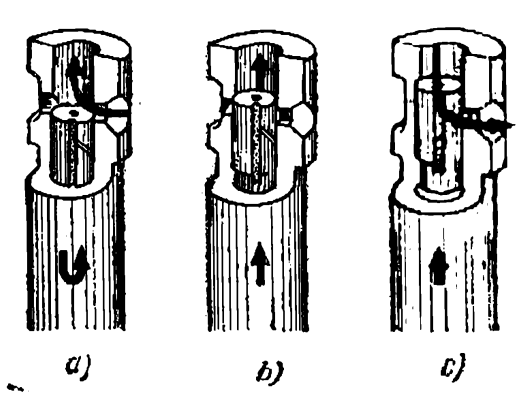


Fig. 159. Positions principales du piston d'une pompe à combustible sans soupape pendant le fonctionnement du moteur

Les injecteurs peuvent être *ouverts* ou *fermés*. Dans les injecteurs ouverts, l'ouverture de débit du combustible pulvérisé est constamment ouverte. Les injecteurs de ce type ne possèdent pas d'organe de fermeture interrompant l'arrivée du combustible dans le pulvérisateur. Dans les injecteurs fermés, une soupape particulière, dite aiguille, s'ouvre seulement pendant la phase d'injection pour laisser passer le combustible dans le cylindre moteur.

Les injecteurs fermés possèdent une commande hydraulique des aiguilles. La pression produite par la pompe d'injection agit sur la surface annulaire *12* de l'aiguille *13* (fig. 160) et tend à soulever l'aiguille. Le ressort *2* qui maintient l'aiguille appuyée sur son siège en position fermée tend à s'opposer à cette levée. A l'instant où l'effort de pression du combustible est supérieur à l'effort du ressort, l'aiguille se soulève et le combustible est injecté.

Le combustible arrive dans l'injecteur par le canal *10*. Après avoir traversé le filtre *6*, il passe dans la partie inférieure du pulvérisateur, et il est injecté dans le cylindre moteur. Dans les injecteurs de ce genre, les instants d'ouverture et de fermeture de l'aiguille sont entièrement déterminés par la pression du combustible. Ce sont donc les injecteurs *à commande hydraulique*. On règle la *qualité*

de la pulvérisation en agissant sur la tension du ressort *2* et sur la levée d'aiguille. Il faut remarquer qu'avant le début de la levée, la surface d'aiguille qui porte sur le siège ne supporte pas la pression du combustible. Il faut donc que la pression à l'intérieur de l'injecteur soit un peu plus grande avant l'ouverture qu'au moment de la fermeture. Pendant l'injection, la résistance provoquée par le

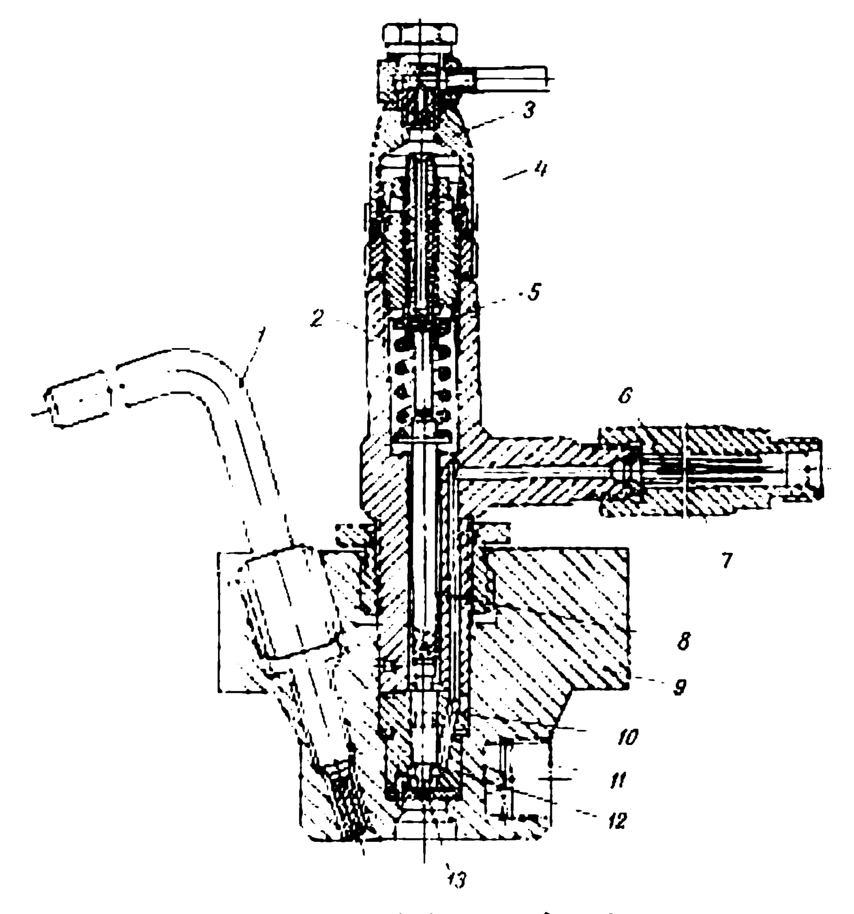


Fig. 160. Injecteur fermé :

1 — allumeur; *2* — ressort; *3* — chapeau; *4* — limiteur de la course d'aiguille, *5* — rondelle; *6* — filtre; *7* — raccord; *8* — poussoir; *9* — pièce-support de l'injecteur et de l'allumeur; *10* — canal d'arrivée du combustible; *11* — bouchon; *12* — couronne de pression de l'aiguille; *13* — aiguille

passage du combustible à travers les ouvertures de pulvérisation fait croître la pression à l'intérieur de l'injecteur. Pendant un certain temps, cette pression est supérieure à la pression initiale d'ouverture.

La fig. 161 représente un injecteur ouvert, dans lequel la partie inférieure est refroidie à l'eau. Dans l'intérieur du tube *2* de l'injecteur se trouve une douille *1* comportant quatre gorges longitudinales extérieures *6*. Deux de ces gorges servent à l'arrivée de l'eau de refroidissement, et les deux autres à l'évacuation de cette eau.

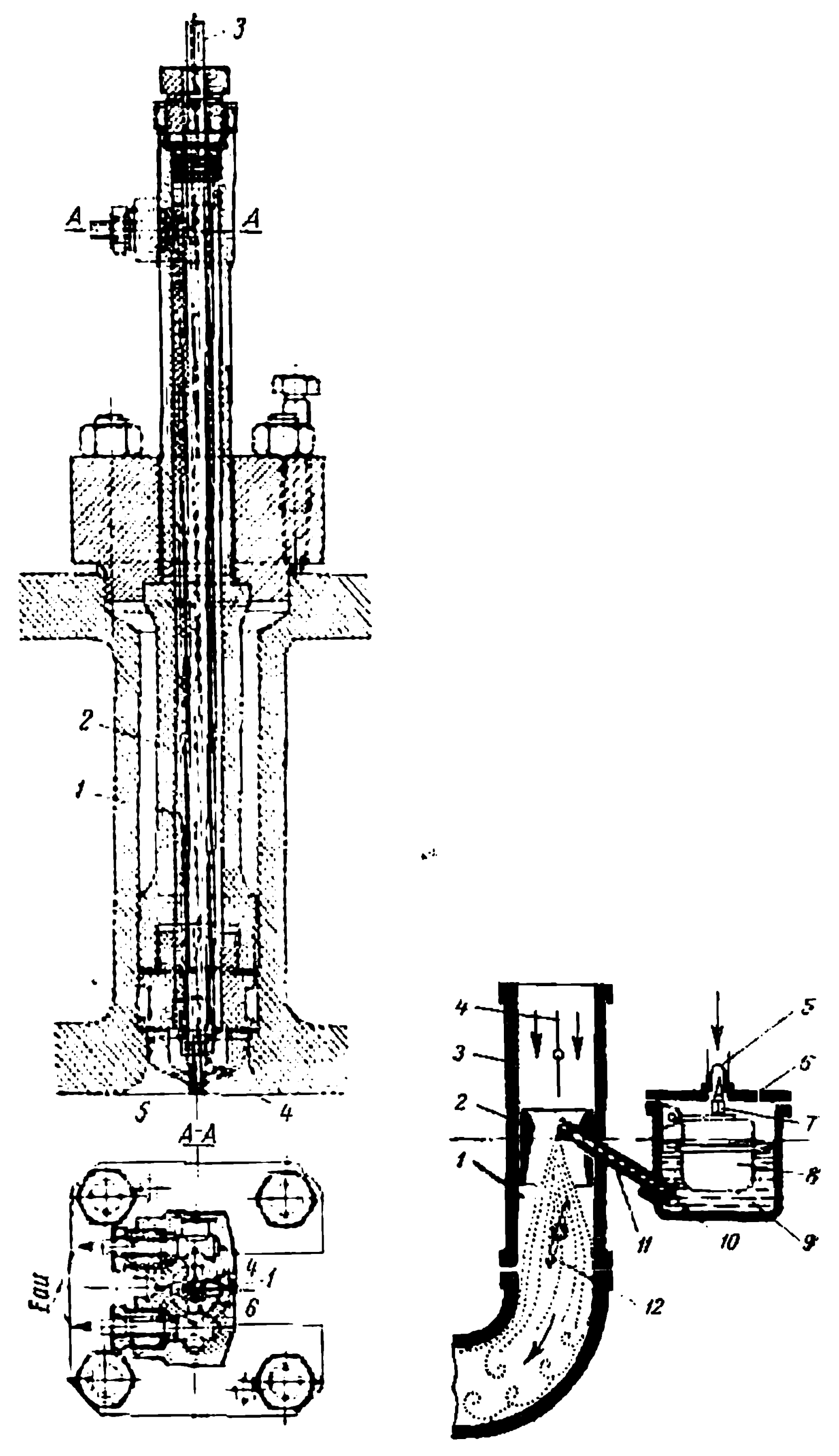


Fig. 161. Injecteur ouvert

Fig. 162. Schéma du carburateur le plus simple

Dans l'axe du tube *2* se trouve le tuyau de combustible *3* à paroi épaisse, dont l'extrémité *4* vient se terminer sur le pulvérisateur *5*.

Les carburateurs. Les carburateurs servent à doser le carburant et à former un mélange combustible d'essence et d'air.

La fig. 162 représente un schéma extrêmement simple de carburateur, qui comprend un compartiment à flotteur *9* rempli d'essence et un gicleur *10* qui débite l'essence dans la chambre de mélange *1*. Le débit d'air est réglé au moyen d'un papillon *4* placé dans le tuyau d'aspiration *3*. La chambre de mélange contient un diffuseur *2*, qui permet d'accroître la vitesse de l'air aspiré du tuyau *3* et d'abaisser ainsi la pression de cet air au point d'introduction du combustible. Le diffuseur est placé de façon telle que l'ouverture de sortie du gicleur *11* se trouve dans la partie la plus étroite. Le carburant arrive dans la chambre à flotteur par l'ouverture *5*. Quand le niveau s'élève, le flotteur *8* s'élève également et ferme l'arrivée de combustible par l'aiguille ou pointeau *7*. Le papillon *12* permet de régler le débit de mélange combustible. L'ouverture *6* qui se trouve dans le couvercle de la chambre à flotteur sert à régler la pression de l'air au-dessus de l'essence.

Le carburateur est relié au collecteur d'aspiration du moteur. La course d'aspiration produit dans le cylindre une certaine dépression, qui est transmise dans ce collecteur et dans la chambre de mélange du carburateur. Sous l'effet de cette dépression, l'air extérieur pénètre à grande vitesse dans la chambre de mélange, et le combustible est aspiré à travers le gicleur pulvérisateur. L'air entraîne avec lui des gouttelettes de combustible, qui se pulvérisent plus finement et s'évaporent, formant ainsi le mélange combustible. Le niveau du combustible dans le compartiment à flotteur doit être inférieur de 1 ou 2 mm au niveau de l'ouverture de pulvérisation. Cette disposition empêche que le combustible continue à sortir du gicleur quand le moteur est arrêté. Le gicleur est un tube de laiton dont le passage intérieur est calibré. Le diamètre de ce passage détermine le débit de combustible à travers le gicleur.

Le régime de fonctionnement d'un moteur à essence varie avec de nombreux facteurs (vitesse de marche, poids transporté, etc.). Il faut donc pouvoir régler exactement la composition du mélange combustible dans des conditions de fonctionnement variables. Les principaux régimes pour lesquels on doit régler cette composition sont les suivants: démarrage, marche à vide (ralenti), marche à charge réduite, moyenne ou forte, et rapidité de passage d'une faible charge à une forte charge.

Le carburateur élémentaire que nous venons de décrire ne peut pas satisfaire à des régimes de fonctionnement si variés. Il nécessite de nombreux dispositifs complémentaires (gicleur de reprise, gicleur de ralenti, gicleur économiseur, etc.).

§ 13. Le volant et les forces d'inertie non équilibrées

Un moteur en fonctionnement est le siège non seulement des forces produites par la pression des gaz dans les cylindres moteurs, mais encore de certaines forces d'inertie non équilibrées produites par le mouvement rectiligne alternatif du piston et par le mouvement de la bielle et de la manivelle. Les forces produites par les gaz moteurs s'équilibrent mutuellement dans l'ensemble du moteur, et par suite ne sont pas transmises à la fondation. Par contre, les forces d'inertie ne sont pas parfaitement compensées et sont transmises au bâti du moteur et à sa fondation.

Si un moteur travaille sur une charge constante, la résistance opposée à la rotation et absorbée par le vilebrequin reste constante, tandis que les efforts produits par les explosions du combustible varient constamment. Il en résulte des variations oscillatoires de la vitesse de rotation du vilebrequin du fait que les forces agissant sur les pistons varient régulièrement et périodiquement, tandis que la résistance opposée à la rotation varie suivant une autre loi ou bien reste constante.

Le volant d'inertie (ou simplement volant) a pour but de rendre constante la vitesse de rotation du vilebrequin. On caractérise la variation de la vitesse de rotation du vilebrequin au cours de chaque tour par le *rapport de la différence* existant entre la vitesse maximale v_{max} et la vitesse minimale v^{min} pendant un tour, à la moyenne de ces deux vitesses:

$$\sigma = \frac{v_{max} - v_{min}}{v_{moy}} . \qquad (5\text{-}45)$$

Dans les moteurs entraînant des génératrices électriques l'irrégularité ainsi définie varie entre 1/300 et 1/100.

On calcule le diamètre d'un volant par la formule:

$$D_v = \frac{v_c 60}{\pi n} , \qquad (5\text{-}46)$$

avec D_v diamètre du volant, en m;

v_{moy} vitesse linéaire circonférentielle moyenne, en m/s.

On admet les vitesses circonférentielles suivantes: 35 à 50 m/s pour les volants en fonte et 50 à 90 m/s pour les volants en acier coulé.

Les volants dont le diamètre est supérieur à 2 m sont fabriqués en deux pièces. Dans un tel cas, les deux moitiés du volant sont fixées à la jante par des coins et au moyeu par des boulons et des cercles.

§ 14. Systèmes de réglage et régulateurs

Le problème du réglage consiste à faire correspondre la puissance d'un moteur à sa charge. La puissance du moteur dépend de la quantité de combustible brûlé. A vitesse constante ou variable, on fait varier la puissance en faisant varier la composition ou la quantité de mélange combustible. Il en résulte qu'on distingue le réglage qualitatif, le réglage quantitatif et le réglage mixte.

Le *réglage qualitatif* consiste à faire varier la quantité de combustible, la quantité totale d'air aspiré restant constante. Lorsque la charge varie, on fait donc varier la composition du mélange, c'est-à-dire sa qualité.

Dans un réglage qualitatif la pression de fin de compression reste constante à toutes les charges, mais les courbes de pression de combustion et de détente descendent d'autant plus vite que la charge est plus faible. Il ne faut pas oublier qu'un appauvrissement excessif du mélange ralentit l'allumage; de plus, comme le combustible continue à brûler pendant une fraction plus longue de la course de détente, la courbe de combustion diffère sensiblement de la courbe théorique.

Un enrichissement excessif du mélange réduit le coefficient d'excédent d'air et entraîne une combustion incomplète. Il en résulte une consommation excessive de combustible.

Le *réglage quantitatif* est caractérisé par la variation de la quantité d'air aspiré dans le cylindre, la quantité de combustible fournie restant constante.

Les principaux avantages du réglage quantitatif consistent dans la simplicité des organes et dans le fait que le fonctionnement du moteur est suffisamment stable en présence de faibles oscillations de la charge.

Dans un réglage quantitatif, la pression d'aspiration varie avec la charge. La pression de fin de compression varie donc dans les mêmes conditions.

Le *réglage mixte* consiste dans le fait qu'il applique à la fois le procédé quantitatif et le procédé qualitatif de réglage. Il permet d'utiliser un mélange combustible de composition économique, quelle que soit la charge. C'est donc un système souple; c'est aussi le système de réglage le plus économique.

On peut employer l'un quelconque des procédés précédents pour régler le fonctionnement des moteurs à carburateur. Cependant, la variation de la vitesse de rotation oblige à agir sur l'instant du début d'allumage. Dans les moteurs de cette catégorie, on agit donc à la fois sur le mélange moteur et sur l'avance à l'allumage.

Description des régulateurs. Les moteurs fixes à combustion interne doivent tourner à une vitesse constante indépendamment

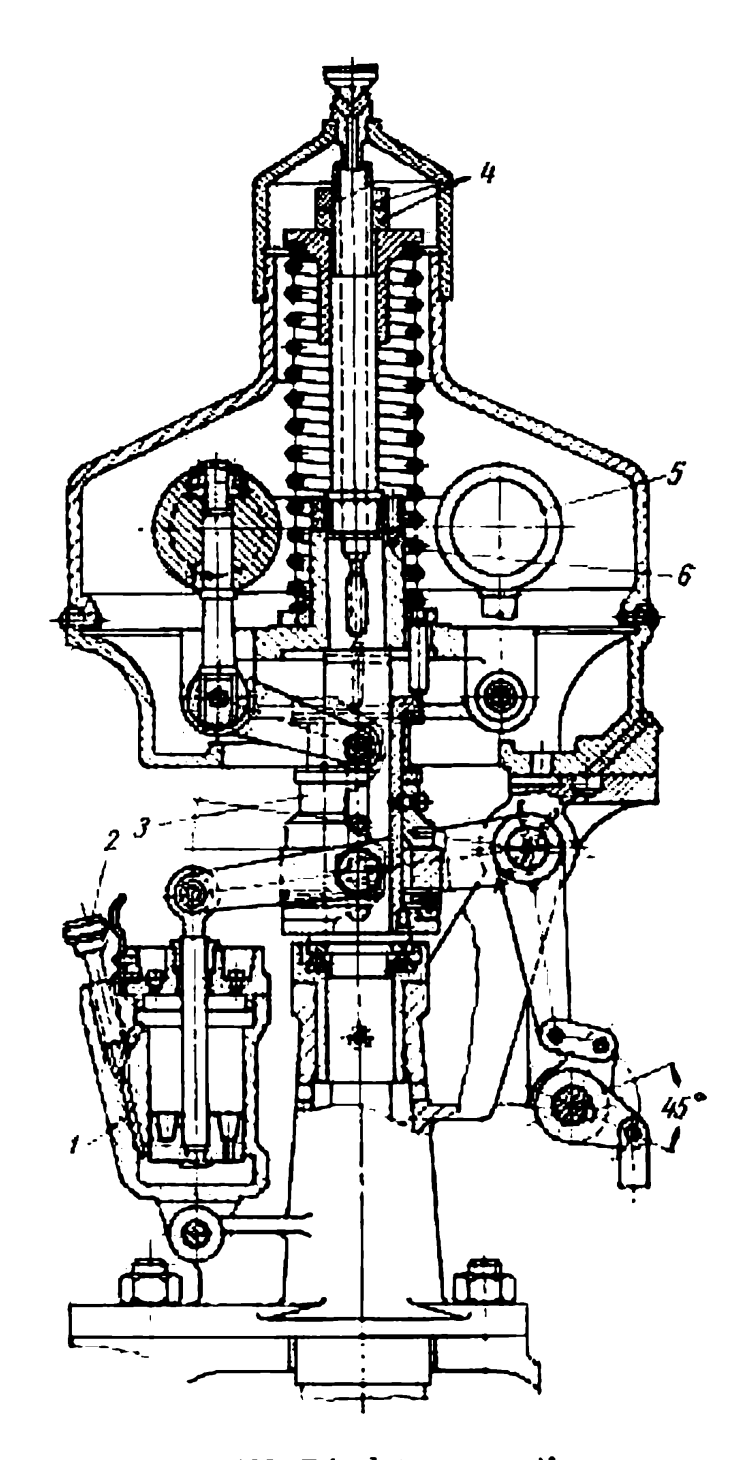


Fig. 163. Régulateur centrifuge

de la charge. On obtient ce résultat en faisant fournir aux gaz moteurs un travail (travail d'indicateur) qui est égal à la somme des travaux de toutes les résistances, aussi bien de la machine elle-même que des résistances extérieures, c'est-à-dire de la charge. Quand le travail d'indicateur est plus grand que la somme des résistances précédentes, la vitesse de rotation du vilebrequin augmente inévitablement. Il faut donc réduire la quantité de combustible ou de mélange combustible fourni au moteur.

On utilise le régulateur pour faire varier le débit de combustible en fonction de la charge.

Le type de régulateur le plus répandu est le régulateur centrifuge (fig. 163). Les masselottes *5* s'écartent sous l'effet de la force *centrifuge* et déplacent ainsi le manchon ou collier *3*. Celui-ci est réuni par un mécanisme de transmission à une soupape d'étranglement de la pompe à combustible et règle ainsi le débit de combustible.

Pour régulariser le fonctionnement du régulateur, on emploie une « cataracte » à huile 1 *, ou bien l'on installe des ressorts supplémentaires, qui permettent de passer d'une charge à une autre d'une façon plus douce. On peut régler et ajuster le fonctionnement de la cataracte, ou la tension du ressort supplémentaire, aussi bien lorsque le moteur est au repos que lorsqu'il fonctionne. Dans un régulateur comportant une cataracte à huile, on règle l'huile dans la cataracte avec la vis *2*. Le réglage de la tension du ressort *6* se fait avec l'écrou *4*. La fig. 164 représente le poste de commande d'un moteur D-16, 5/20, qui comprend en principe le mécanisme de commande avec levier de démarrage *8*, le régulateur, la came de commande *15*, la pompe à combustible *9*, etc.

Le régulateur centrifuge est entraîné en rotation par le vilebrequin par l'intermédiaire de la roue dentée *16*. Sur l'arbre du régulateur sont articulées les masselottes *3* qui possèdent des paliers à billes *2* et peuvent se déplacer sur le support *1* sur lequel se trouve le manchon du régulateur chargé par le ressort *7*. Ce ressort s'appuie par sa partie basse sur le palier *4*.

Si l'on tourne le volant à main *6*, on modifie la tension du ressort *5* du régulateur, et l'on fait ainsi varier la vitesse de rotation du moteur. Le levier de démarrage, ou levier de manœuvre *8*, peut être placé dans les positions suivantes: « Démarrage », « Marche » et « Stop » (arrêt). Quand ce levier est placé sur la position « Démarrage », le levier *14* de la soupape de démarrage *12* ouvre cette soupape à l'aide du bec *13*. L'air de lancement, qui est emmagasiné dans des bouteilles d'air comprimé et qui parvient jusqu'au compartiment *10*, passe alors dans le compartiment *11* et par une cana-

* Amortisseur appelé parfois « dash-pot ».

lisation spéciale atteint la soupape automatique de démarrage qui est installée dans la culasse du cylindre.

Lorsqu'on fait passer le levier de manœuvre dans la position « Stop » le galet *17* se soulève et la came n'agit plus sur ce galet. Le débit de combustible est interrompu et le moteur s'arrête. Si

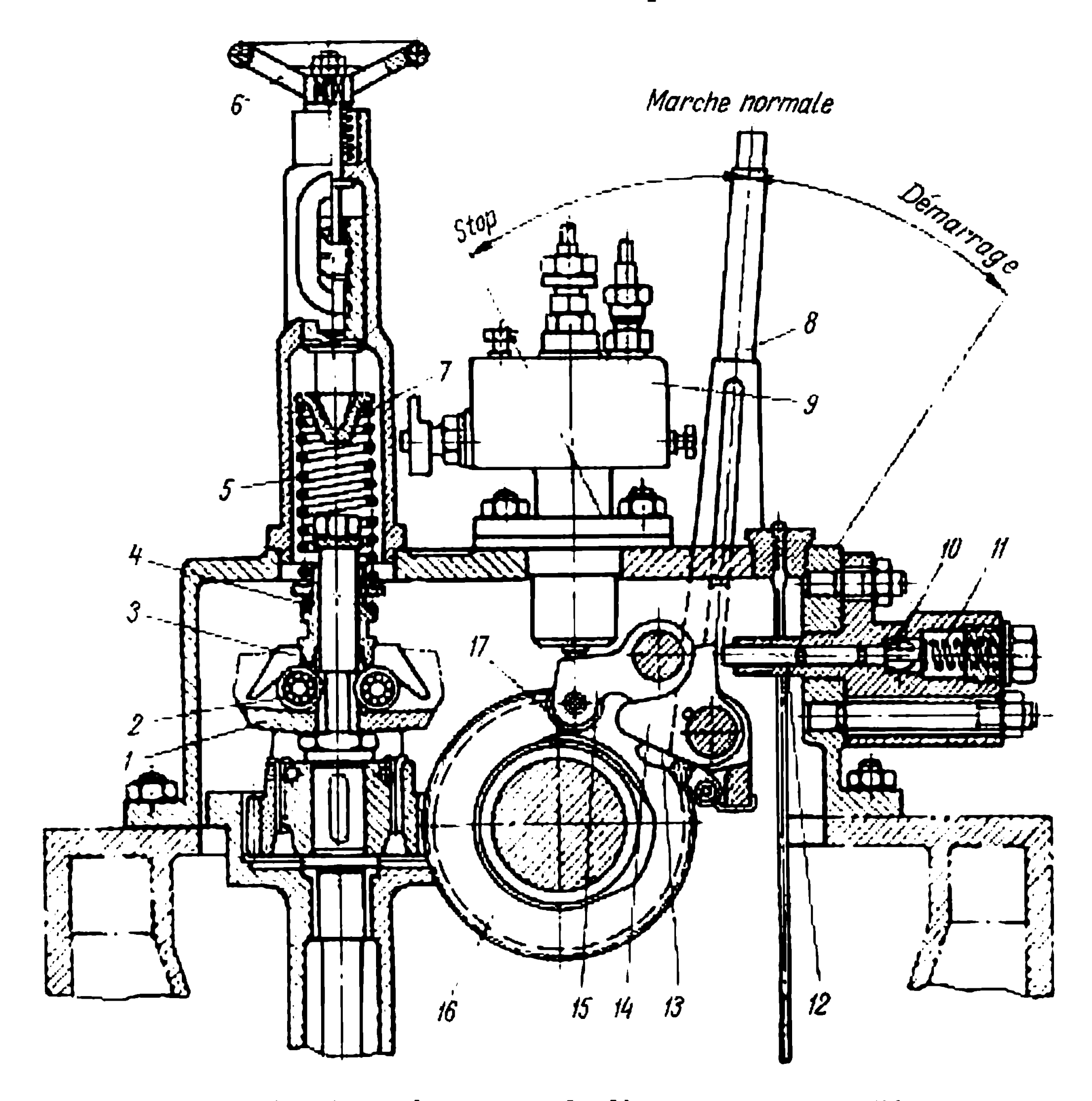


Fig. 164. Poste de commande d'un moteur D-16, 5/20

le levier se trouve dans la position « Marche », le dispositif de démarrage est mis hors circuit et le moteur fonctionne avec le combustible.

Les régulateurs centrifuges à action directe établissent une relation rigoureuse entre la vitesse de rotation et la position du manchon du régulateur. Autrement dit, à chaque vitesse de rotation correspond une position bien déterminée du manchon. Habituellement, cette relation est linéaire ou presque linéaire. On doit en conclure que

la variable qui est réglée par ces régulateurs (c'est-à-dire la vitesse de rotation) varie avec la charge, c'est-à-dire avec la quantité de combustible fourni au moteur.

Sur les moteurs modernes à grande vitesse, on installe des régulateurs plus complexes, à action indirecte et à amplificateur, qui permettent de commander le débit de combustible d'une façon plus précise, quand le régime de la charge du moteur varie rapidement.

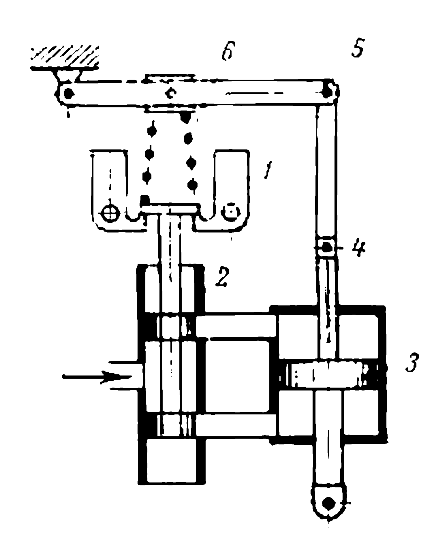


Fig. 165. Schéma d'un régulateur à réaction

Un régulateur à action indirecte comprend le régulateur proprement dit et le servo-moteur. Les organes essentiels de ces régulateurs sont le servo-moteur hydraulique, l'élément sensible (qui peut être les masselottes ou un ressort), le dispositif de réaction et le dispositif isodrome.

Le servo-moteur, qui est rempli par un liquide huileux, comprend deux petits pistons qui se déplacent dans des cylindres (fig. 165). Le premier piston *2*, dont le diamètre est le plus petit, refoule l'huile dans un cylindre extérieur mais voisin. Dans ce deuxième cylindre, l'huile déplace à son tour un autre piston *3* de plus grand diamètre, en produisant une force plus considérable.

Comme le déplacement du petit piston du servo-moteur se fait irrégulièrement et d'une façon oscillante, on prévoit un dispositif de réaction *5* qui, sous l'action du ressort *6*, atténue ces oscillations et stabilise la position du petit piston.

Pour ne pas permettre que la vitesse de rotation varie avec la charge, on ajoute au dispositif de réaction un autre dispositif spécial, qui est l'isodrome et qui ramène le tiroir du servo-moteur dans sa

position initiale correspondant à la vitesse de rotation prescrite. La fig. 165 représente schématiquement ce système de régulateur. On relie l'isodrome au point *4* du levier situé entre le petit piston *3* et le levier de réaction.

§ 15. Mécanisme de distribution

Le mécanisme de distribution comprend l'arbre de distribution ou arbre à cames avec la transmission allant du vilebrequin aux soupapes, ainsi que des cames, des tiges de transmission ou poussoirs, etc.

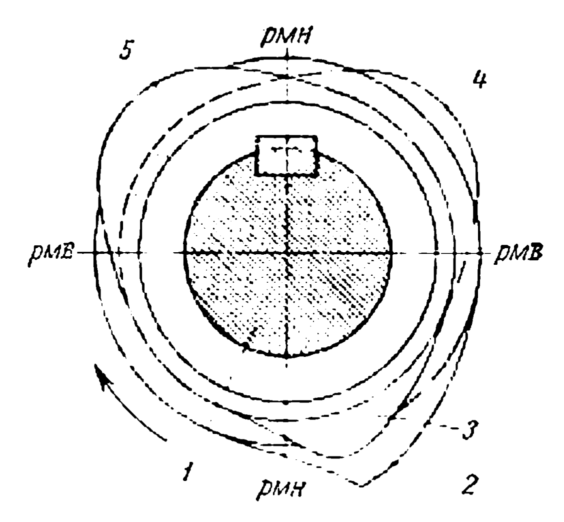


Fig. 166. Cames de distribution:
1 — arbre de distribution; *2* — came d'injection; *3* — came de démarrage; *4* et *5* — cames d'échappement et d'aspiration

La fig. 166 représente des cames montées sur l'arbre de distribution. Les transmissions de soupapes sont représentées schématiquement sur la fig. 167. La fig. 167,*a* montre une transmission réalisée par deux couples de roues dentées et un arbre intermédiaire. Les fig. 167,*b* et *c* montrent une transmission comprenant uniquement des roues dentées, et la fig. 167,*d* représente une transmission à chaîne.

Les profils des cames assurent une accélération progressive lors de l'ouverture des soupapes et un ralentissement lors de leur fermeture. On obtient ainsi une bonne correspondance entre l'ouverture de soupape et la vitesse du piston. On obtient également une vitesse à peu près constante d'aspiration et d'évacuation des gaz. On prévoit sur les cames (en particulier pour les moteurs lents) des régions doucement arrondies entre la partie inerte de la came et la partie qui attaque la soupape. On réduit ainsi l'usure et le bruit produit

par les galets à l'attaque des cames. Ce mode de construction des cames a l'inconvénient d'ouvrir et fermer les soupapes très progressivement, si bien que le début et la fin des diverses phases de fonctionnement des soupapes sont moins nets.

Le profil de la came d'injection de combustible fait exception à la règle précédente. La forme de cette soupape doit en effet assurer une période d'injection très nettement délimitée et produire la pression nécessaire dans l'injecteur pendant la période d'injection.

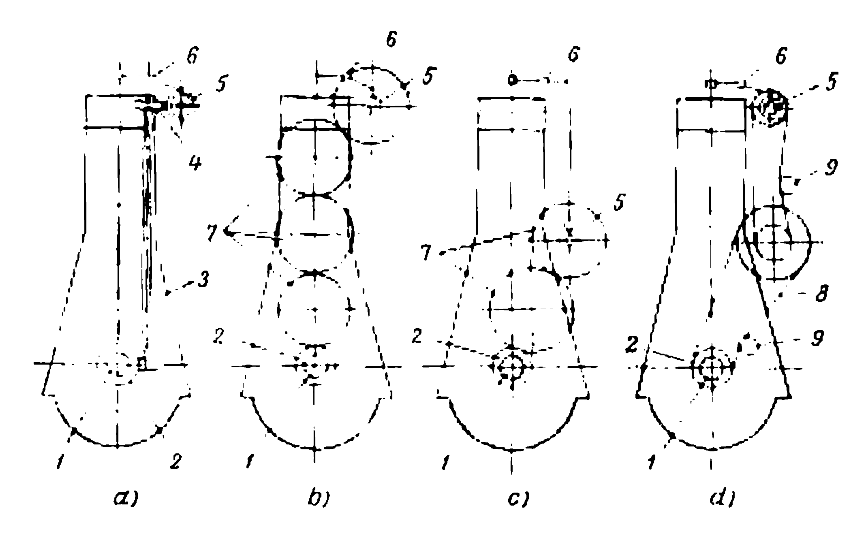


Fig. 167. Transmissions diverses d'arbres de distribution:
1 — vilebrequin; *2* — roue dentée; *3* — arbre intermédiaire; *4* — roue dentée de l'arbre intermédiaire; *5* — roue dentée de l'arbre de distribution; *6* — commande de soupapes à levier; *7* — roues dentées intermédiaires; *8* — transmission à chaîne; *9* — galets de tension

On donne donc aux cames d'injection une rampe d'attaque à forte pente et une rampe de fuite progressive. Cette soupape doit être placée sur l'arbre de distribution d'une façon correspondant exactement à l'avance d'injection adoptée. On la réalise donc de façon à pouvoir la faire tourner sur l'arbre et à pouvoir ainsi régler exactement l'instant de début d'injection.

Dans les moteurs rapides, dont tous les organes ont des mouvements également rapides, les chocs entre galets et cames sont particulièrement nuisibles, car ils accélèrent l'usure de ces pièces, ce qui déforme le cycle réel du moteur.

On monte les cames de façon que les ouvertures et fermetures de soupapes se fassent à des instants correspondant exactement à certaines positions du piston, c'est-à-dire à certaines positions du vilebrequin.

Le tableau 20 indique, en angles de manivelle, les positions moyennes d'ouverture et de fermeture des soupapes de divers types de moteurs à quatre temps. Pour chaque type de moteur, les instants

exacts du début d'injection, de l'allumage, de l'ouverture et de la fermeture des diverses soupapes sont indiqués par le constructeur.

Tableau 20

Types de moteurs	Aspiration		Echappement	
	Ouverture av. PMH, en degrés	Fermeture ap. PMB, en degrés	Ouverture av. PMB, en degrés	Fermeture ap. PMH, en degrés
Moteurs sans compresseur	20-40	30-40	40-50	25-35
Moteurs à gaz	30-35	40-50	40-45	25-35
Moteurs à essence	9-20	50-68	50-70	13-20

§ 16. Installation de combustible nécessaire à un moteur

Pour recevoir et conserver le combustible et l'envoyer au moteur, il faut installer un ensemble convenable, qui constitue l'installation (circuit) de combustible.

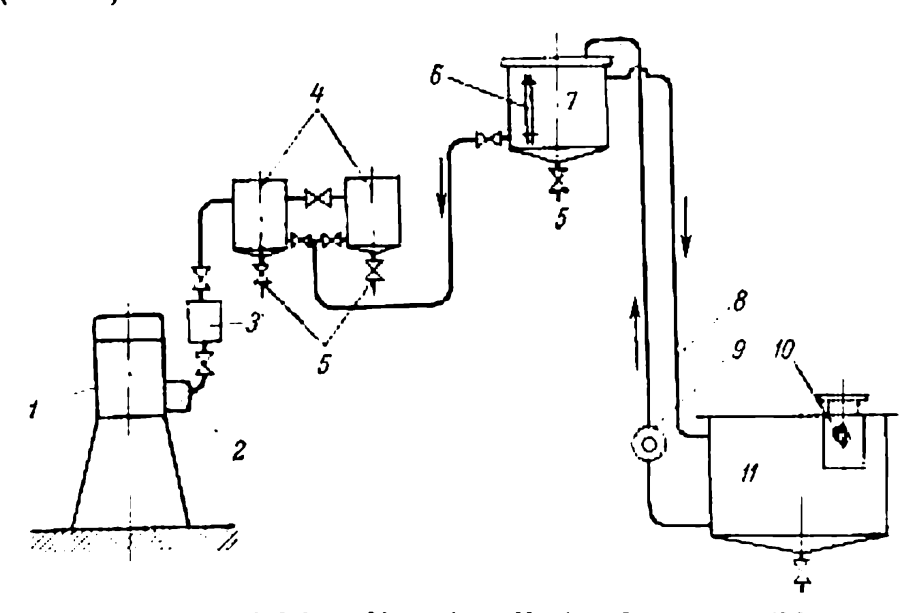


Fig. 168. Schéma d'une installation de combustible

La fig. 168 montre une installation de combustible extrêmement simple dans une installation motrice fixe. Le combustible est déversé dans le réservoir *11* à travers un filtre *10* de première épuration. La pompe *9* envoie ce combustible dans le réservoir d'alimentation *7*, quand cela est nécessaire. On contrôle le niveau du réservoir *7*

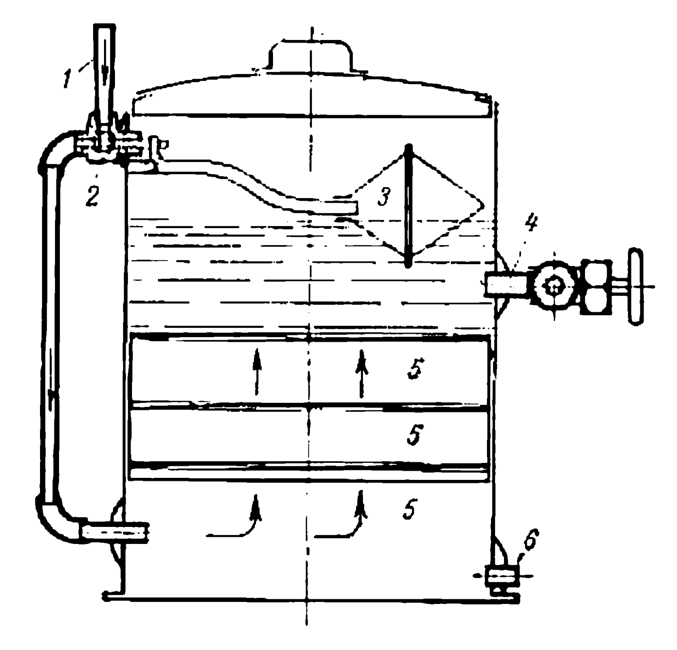


Fig. 169. Filtre à flotteur

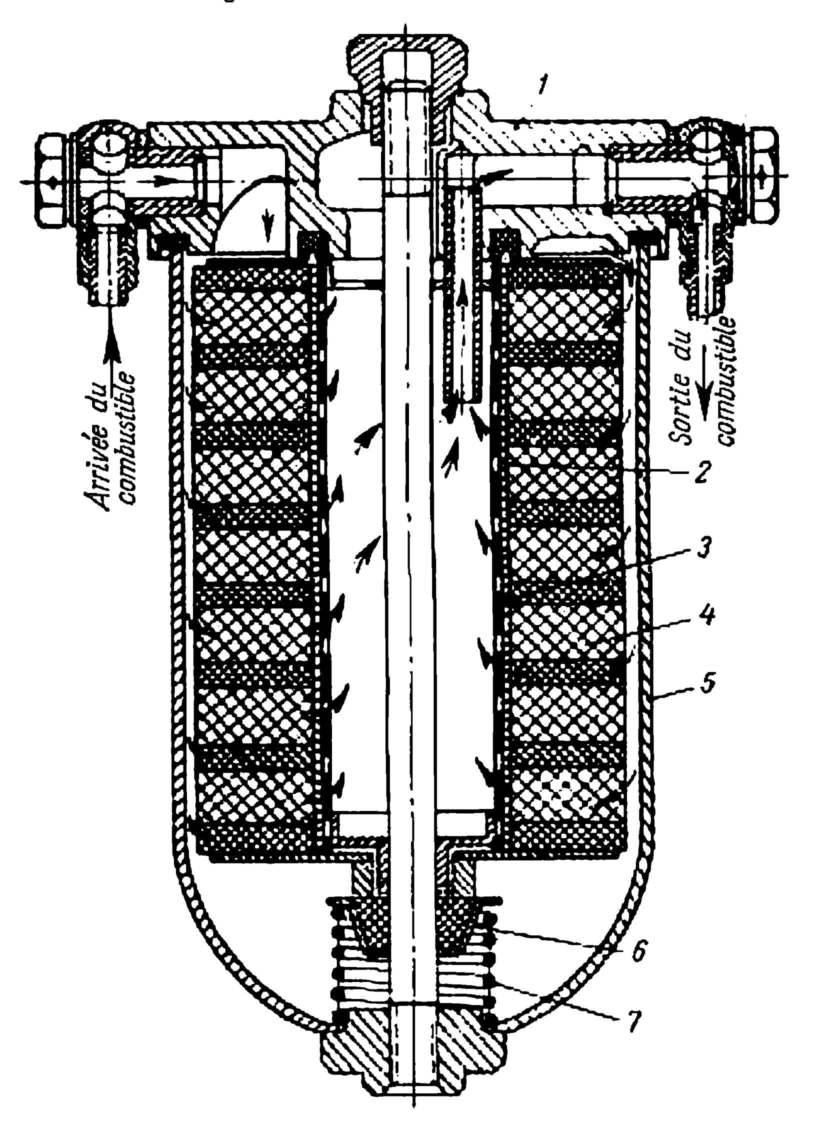


Fig. 170. Filtre de deuxième épuration (filtre fin)

à l'aide d'un tube indicateur de niveau *6*. Ensuite le combustible passe dans le filtre *4*, puis dans le filtre fin *3* et arrive à la pompe d'injection *2* du moteur *1*. Pour évacuer les impuretés qui sont dans les filtres *4*, on installe des robinets *5*.

La fig. 169 montre un filtre à combustible muni d'un flotteur. Le combustible arrive dans la partie inférieure du réservoir et est évacué à un niveau un peu plus élevé que les tamis filtrants. Le combustible arrive par la canalisation *1*, traverse la soupape *2* puis les tamis filtrants *5* et est évacué par le conduit d'évacuation *4*. On maintient un niveau convenable de combustible à l'aide du flotteur *3*. La purge *6* sert à évacuer les impuretés.

On installe les filtres fins ou filtres de deuxième épuration dans les moteurs sans compresseur. La fig. 170 montre un filtre de ce genre. Le combustible arrive à travers les plaques de feutre filtrantes *4*, la gaine en soie *2*, le tamis métallique *3* et atteint la sortie. La cuvette *5* du filtre est fermée en haut par un couvercle *1*. Pour assurer l'étanchéité on installe à la base un chapeau étanche *6*, qui est supporté par un ressort *7*.

La fig. 171 représente schématiquement un circuit d'alimentation en gaz pour un moteur à gaz naturel. Le gaz arrive par le régulateur *1*, dont la pression règle le débit de gaz. Il traverse le réservoir intermédiaire *2*, le robinet *4*, le mélangeur *5*, puis est envoyé dans les cylindres moteurs par la canalisation *6*. Le manomètre *3* sert à contrôler la pression.

La fig. 172 représente schématiquement l'alimentation d'un moteur à carburateur. Le combustible provenant du réservoir *6* est pompé par la pompe *4* et est envoyé dans un filtre, puis dans le carburateur *2* où il est pulvérisé et mélangé avec l'air qui arrive par l'épurateur ou filtre à air *3*. La préparation du mélange combustible se poursuit dans le collecteur d'aspiration *1*, où le combustible continue à s'évaporer et à se mélanger à l'air. Les gaz sont évacués par le collecteur d'échappement *5* après avoir travaillé dans les cylindres.

§ 17. Le circuit de graissage

La présence d'une pellicule lubrifiante entre les pièces frottantes évite tout contact direct, ou contact sec, entre les surfaces métalliques et remplace le frottement sec par un frottement entre les molécules d'huile. L'huile qui circule ainsi entre les surfaces frottantes les refroidit et entraîne des particules minuscules de métal et des impuretés (goudrons, gommes, poussières, etc.). L'huile entraîne dans le filtre ces substances qui sont nuisibles au bon fonctionnement du moteur. Elle s'en débarrasse dans le filtre puis, après avoir été ainsi filtrée, décantée et refroidie, elle repasse dans le même circuit.

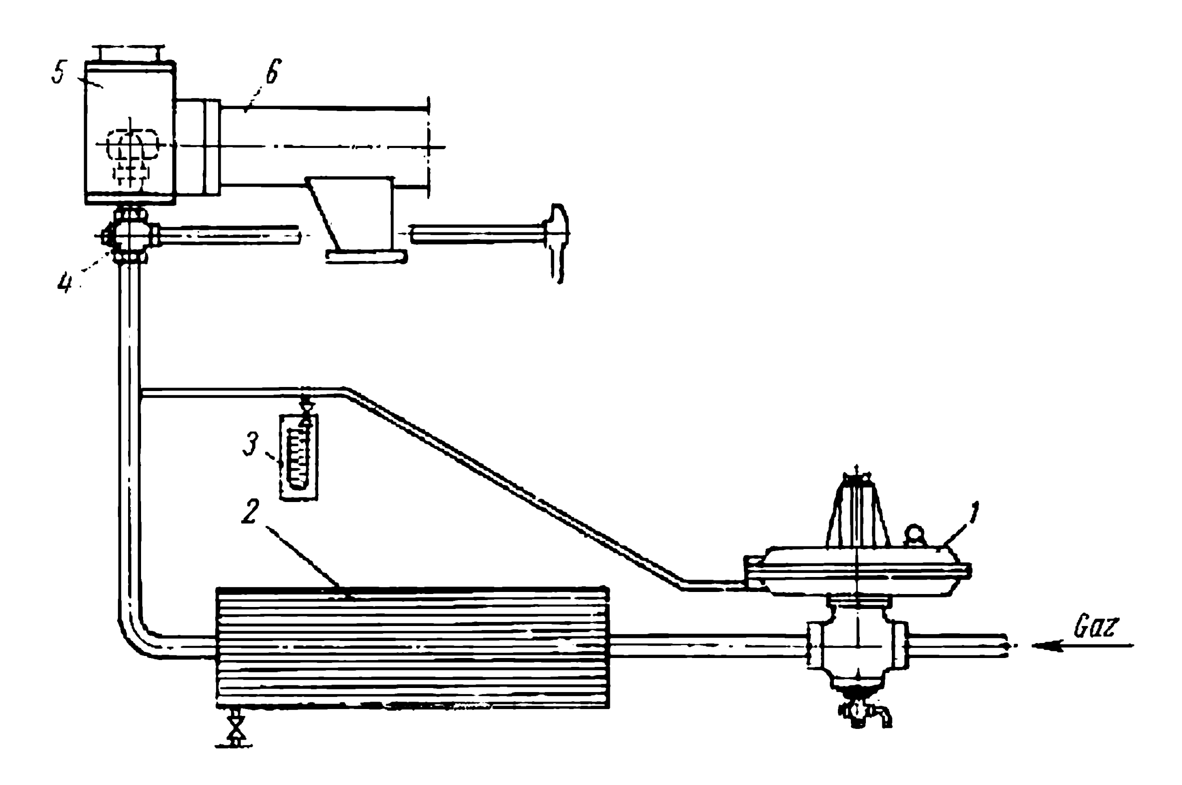


Fig. 171. Schéma de l'installation de combustible d'un moteur à gaz

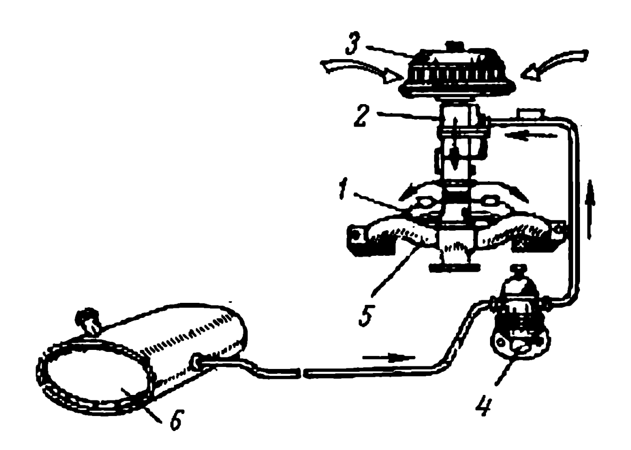


Fig. 172. Schéma de l'installation de combustible d'un moteur à carburateur

Les systèmes de graissage les plus répandus consistent, l'un à refouler l'huile sous pression au moyen d'une pompe et l'autre à projeter l'huile par pulvérisation sur les pièces frottantes. Les paliers des vilebrequins sont souvent graissés par des bagues qui tournent avec l'arbre. Comme ces bagues sont simplement posées dans des gorges du vilebrequin, elles tournent et leur partie inférieure baigne dans l'huile pour graisser ensuite la surface de l'arbre.

Dans le *graissage par pulvérisation*, ou par arrosage, la pompe de graissage aspire l'huile dans le carter et l'envoie aux paliers à travers

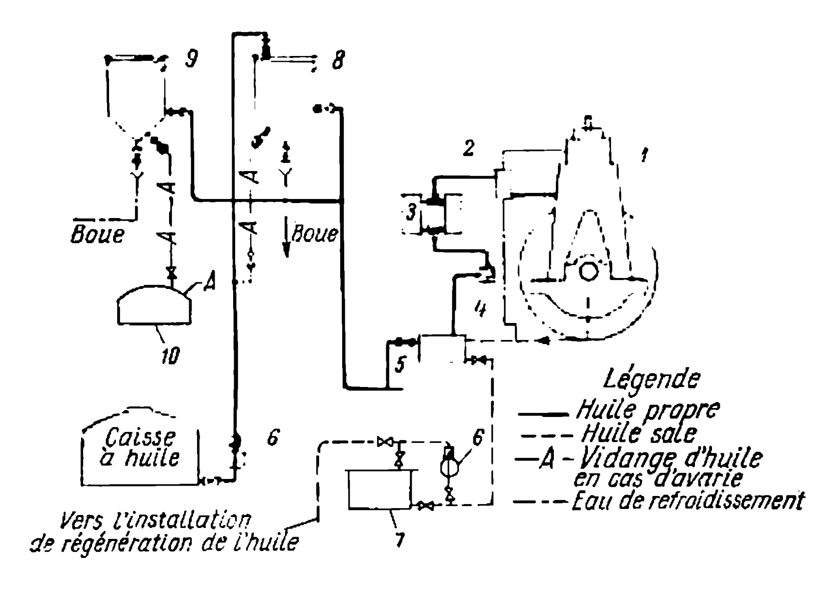


Fig. 173. Circuit schématique de graissage d'un moteur

un tamis. Les bielles sont prolongées en bas par un appendice qui passe dans l'huile s'écoulant des paliers, ainsi que du carter, et la projette ensuite. Le fin brouillard d'huile qui se forme ainsi se dépose sur les pistons, dans les cylindres et sur d'autres pièces.

Dans le *graissage sous pression*, ou graissage forcé, l'huile est aspirée dans le carter par la pompe et est envoyée à travers un tamis dans le circuit de graissage. Par des canaux qui ont été percés dans le vilebrequin, elle passe dans les joues des manivelles, puis dans les paliers des bielles.

La fig. 173 montre un circuit de graissage d'un moteur *1*, qui comporte une dérivation pour régénération de l'huile. L'huile est aspirée dans le réservoir *5* par la pompe *4*, qui l'envoie dans le filtre *3*, dans le réfrigérant ou radiateur *2*, puis dans le moteur. L'huile sale est envoyée à la régénération par la pompe *6*. Ce schéma montre également un réservoir supplémentaire *7* qui sert à l'huile sale, un réservoir *8* pour l'huile propre, un réservoir *9* pour l'huile régénérée et un réservoir *10* servant à une vidange en cas d'avarie.

La fig. 174 montre schématiquement un circuit de graissage de moteur. L'huile du carter est aspirée par la pompe *11* et est envoyée par le premier filtre *8*, ou filtre grossier, dans le radiateur d'huile *12*, où elle se refroidit jusqu'à la température nécessaire. Dans cette partie du circuit on peut mesurer la température et la pression de l'huile. A la sortie du radiateur, l'huile s'en va normalement dans le filtre fin *4*, mais elle peut également ne pas passer dans ce filtre et aller directement à la canalisation distributrice *14*. Ce système prévoit une pompe à main *5*, qui permet de faire le plein du circuit avant de mettre le moteur en marche.

Les filtres grossiers, ou filtres de première épuration, sont habituellement des tamis garnis de diverses matières filtrantes. Dans les filtres fins le filtrage se fait par refoulement de l'huile dans des passages étroits (0,04 à 0,07 mm) de tamis à grande surface ; cette huile circule donc avec une vitesse relativement faible. La dernière partie du filtre contient également des chiffons de coton qui assurent une purification très fine.

§ 18. Le circuit de refroidissement

Le circuit de refroidissement est destiné à évacuer la chaleur des pièces du moteur qui sont échauffées principalement par la chaleur du combustible dans les cylindres. On envoie habituellement l'eau dans des dérivations particulières pour refroidir les compresseurs, les réfrigérants et les organes de purification des gazogènes.

L'eau arrive dans la partie basse du bloc des cylindres. Elle passe ensuite dans les compartiments intérieurs des culasses, puis (éventuellement) va refroidir les soupapes et enfin le collecteur d'échappement.

Les circuits de refroidissement peuvent être constitués par un simple *écoulement d'eau*, ou bien être constitués par un *circuit fermé*.

Le refroidissement par simple écoulement présente les inconvénients principaux suivants : 1) variations fortes et fréquentes des écarts de températures entre l'arrivée et la sortie d'eau, ce qui produit des contraintes locales importantes dans les pièces refroidies ; 2) vitesse relativement faible de l'eau, et par suite débit important.

Le système de refroidissement le plus perfectionné est le système à circuit fermé, dans lequel l'eau repasse après avoir été refroidie. Dans ce système, le refroidissement du moteur se fait à des températures assez constantes de l'eau de refroidissement. Cette eau circule à une vitesse assez élevée, ce qui permet un refroidissement plus efficace.

Les dispositifs employés pour refroidir l'eau chaude sortant du moteur sont les suivants : tours de refroidissement ordinaires, tours à égouttement du type ouvert, tours à aspersion du type ouvert, réservoirs artificiels ou naturels.

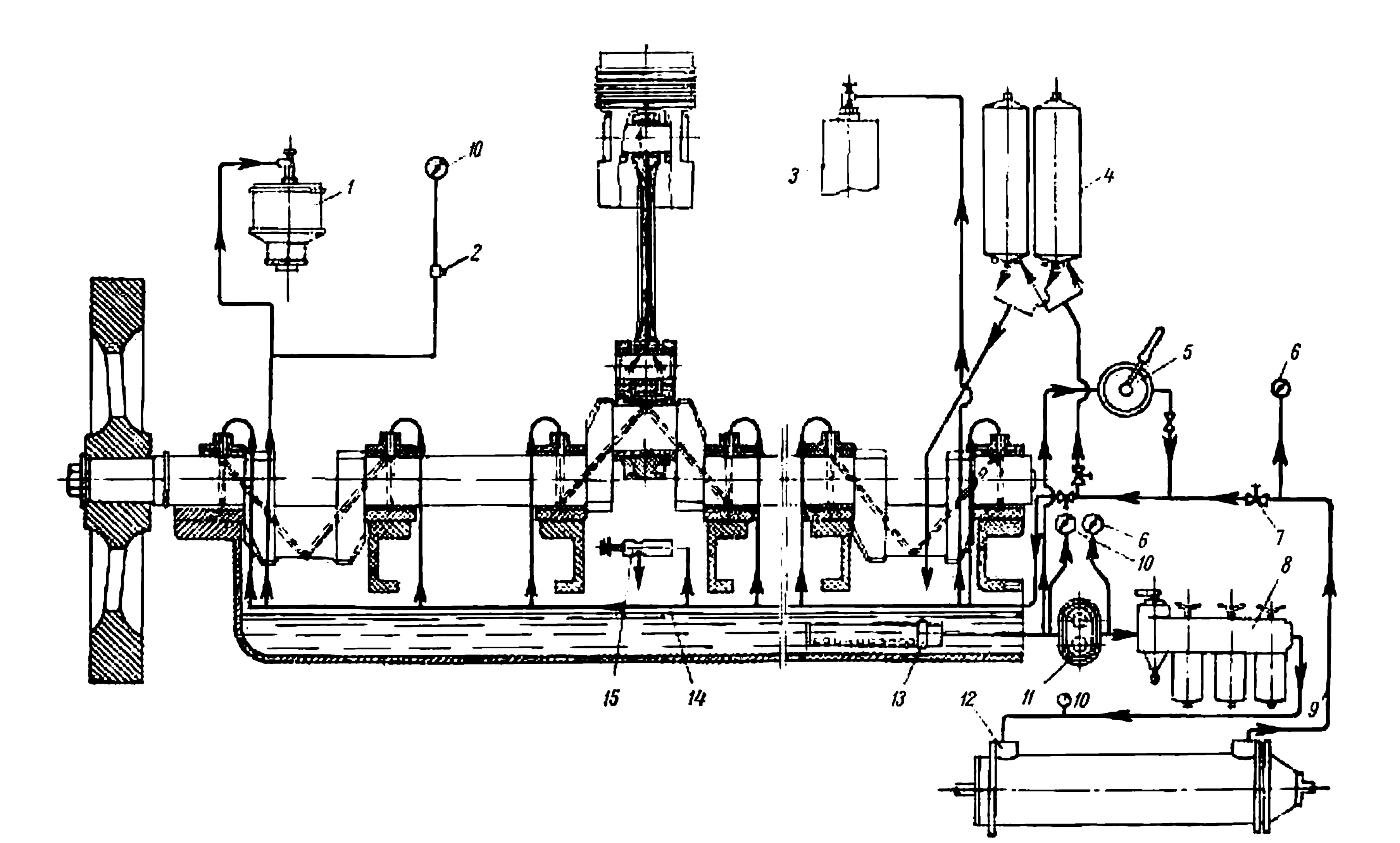


Fig. 174. Schéma d'un circuit de graissage:

1 — régulateur; *2* — robinet d'isolement; *3* — commande de la magnéto; *4* — filtre fin; *5* — pompe à main; *6* — thermomètres; *7* — soupape; *8* — premier filtre (filtre grossier); *9* — collecteur d'alimentation du circuit; *10* — manomètres; *11* — pompe; *12* — réfrigérant d'huile (radiateur); *13* — canalisation d'aspiration; *14* — canalisation de distribution; *15* — soupape réductrice

Les installations en forme de tours comportent des passages de tirage (analogues aux cheminées). Le tirage ainsi obtenu évacue les vapeurs d'eau dans l'atmosphère. Dans les tours à aspersion l'eau est projetée par des tuyères. Les tours à égouttement comportent plusieurs rangées de grilles. L'eau chaude arrive par une rigole centrale distributrice et est débitée dans des pommes d'arrosage, d'où

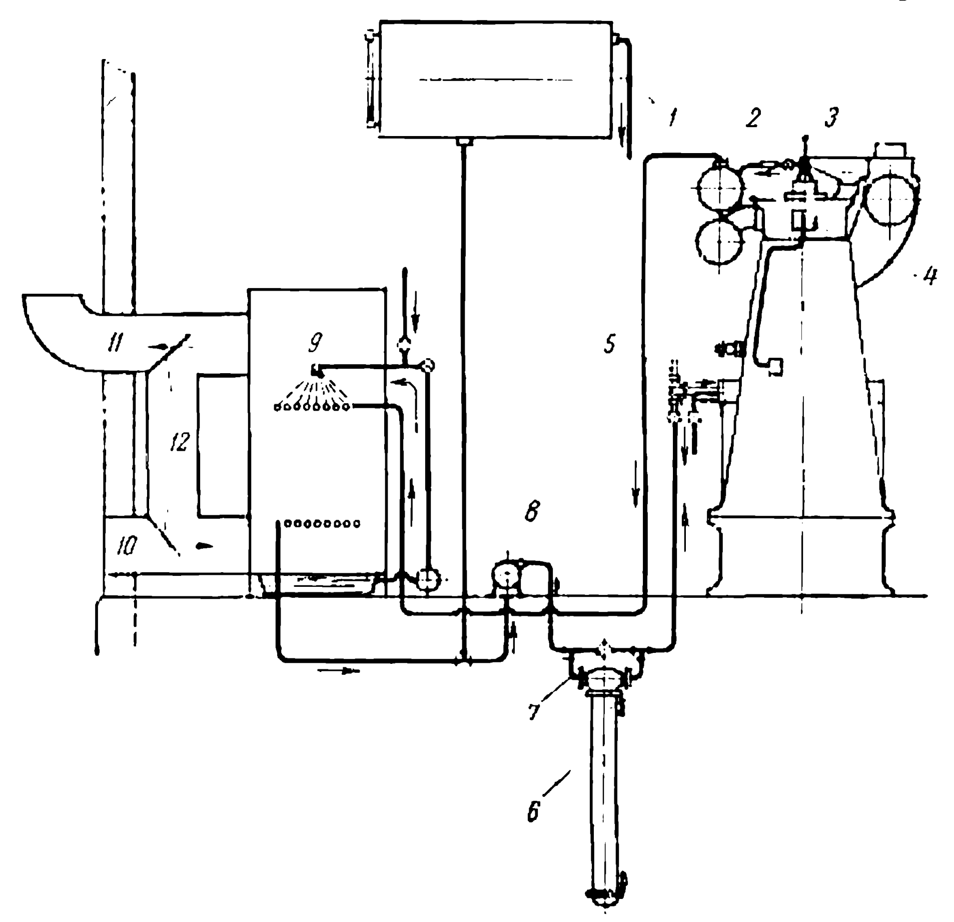


Fig. 175. Refroidissement d'un moteur en circuit fermé

elle tombe sous forme de gouttelettes. Pendant leur chute ces gouttelettes d'eau cèdent de la chaleur à l'air, en particulier par leur évaporation partielle.

Si l'eau de refroidissement est une eau très dure, il faut pratiquer le refroidissement en circuit fermé comme indiqué fig. 175. L'eau de refroidissement est envoyée par la pompe *8* dans le moteur par l'intermédiaire du radiateur *6*. La soupape de dérivation *7* permet de régler la température de l'eau, en envoyant une partie directement dans le moteur sans passer par le radiateur. On prévoit les thermomètres *3* et *5* pour contrôler la température. A la sortie du collecteur d'échappement *2* l'eau s'en va dans le radiateur *9*. Un ven-

tilateur amène l'air de refroidissement par le canal *10* et l'évacue par le canal *11*.

La température de l'eau de refroidissement est réglée automatiquement au moyen d'un dispositif de clapets orientables ou papillons *12*. L'air qui arrive par le canal *10* refroidit l'eau secondaire, pulvérisée et projetée par une tuyère, ce qui permet de refroidir l'eau primaire servant à refroidir le moteur. Le réservoir *1* sert à

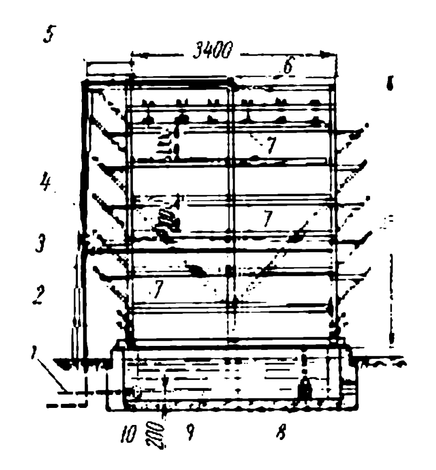


Fig. 176. Tour de refroidissement à égouttement du type ouvert:
1 — évacuation de l'eau; *2* et *4* — arrivée d'eau en hiver; *3* — échelle; *5* — arrivée d'eau en été; *6* — rigole distributrice d'eau; *7* — grilles; *8* — évacuation des impuretés; *9* — réservoir; *10* — filtre

Fig. 177. Dispositif d'arrosage dans une tour de refroidissement du type ouvert:
1 — arrivée d'eau; *2* — rigole distributrice; *3* — tubulures d'eau; *4* — rigole centrale distributrice; *5* — arroseurs

remplir le circuit avec de l'eau douce. On installe habituellement des instruments de mesure *4* au poste de manœuvre ou sur les culasses du moteur, pour signaler tout échauffement excessif de l'eau de refroidissement.

La fig. 176 montre une tour de refroidissement à égouttement du type ouvert, dans laquelle l'arrivée d'eau se fait par la canalisation *4* en hiver et par la canalisation *5* en été. La fig. 177 montre un dispositif d'arrosage d'une tour de refroidissement du type ouvert.

§ 19. Allumage électrique

Dans les moteurs à essence et les moteurs à gaz, le mélange combustible est allumé par une étincelle électrique que l'on produit dans le cylindre entre les deux électrodes d'une bougie, à la fin de la course de compression.

On distingue les systèmes d'allumage suivants: 1) allumage par batterie, dans lequel la source d'électricité est une batterie d'accumulateurs; 2) allumage électromagnétique, dans lequel la source

est une magnéto ; 3) allumage mixte, dans lequel la source est à la fois une batterie d'accumulateurs et une magnéto.

Pour obtenir une inflammation convenable du mélange, on règle un intervalle de 0,45 à 0,6 mm entre les deux électrodes de la bougie. A une pression de 7 à 8 bars il faut une tension de 13 000 à 20 000 volts pour faire éclater une étincelle entre les électrodes.

La fig. 178,*a* montre schématiquement un circuit d'allumage électrique par magnéto à aimant fixe et à induit tournant. La magnéto comporte un aimant permanent *3* en forme de fer à cheval. Entre

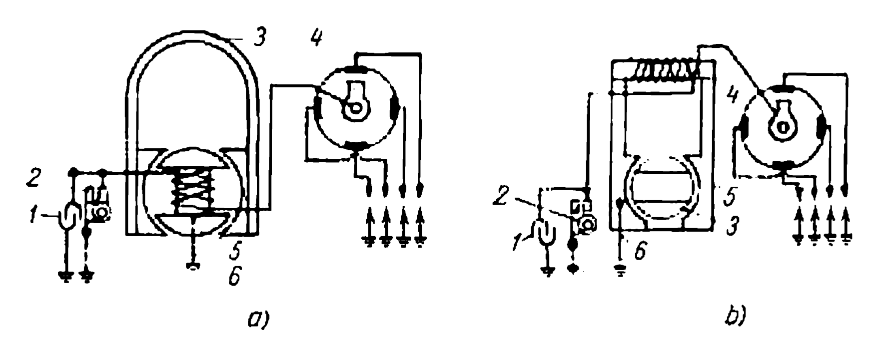


Fig. 178. Schémas de circuits électriques d'allumage

les extrémités de ce fer à cheval, qui constituent les pôles, tourne l'induit *5*. L'enroulement primaire et l'enroulement secondaire sont bobinés sur cet induit. Le rupteur *2* est inséré dans l'enroulement primaire, qu'il coupe périodiquement. Pour éviter que les contacts de ce rupteur brûlent et renforcer l'étincelle, on monte un condensateur *1* en parallèle sur le circuit primaire. Une extrémité de l'enroulement secondaire est envoyée au distributeur *4*, et l'autre est connectée à la masse à travers le circuit primaire.

La fig. 178, *b* représente schématiquement une magnéto à aimant tournant *3* et à enroulements fixes.

L'enroulement primaire comporte un petit nombre de spires d'un conducteur, et l'enroulement secondaire comporte un grand nombre de spires d'un fin conducteur. Il en résulte que, lorsque le rupteur coupe le circuit primaire, le circuit secondaire est le siège d'une tension élevée.

Un circuit d'allumage par batterie comprend la source d'électricité, qui est la batterie d'accumulateurs, une bobine d'induction, le rupteur, le distributeur et les bougies. La bobine d'induction est en réalité un transformateur, qui transforme un courant à basse tension en un courant à haute tension.

La batterie d'accumulateurs cède progressivement son énergie électrique au circuit d'allumage, mais elle est rechargée simultanément par une dynamo spéciale (en courant continu) ou par un redresseur (en courant alternatif).

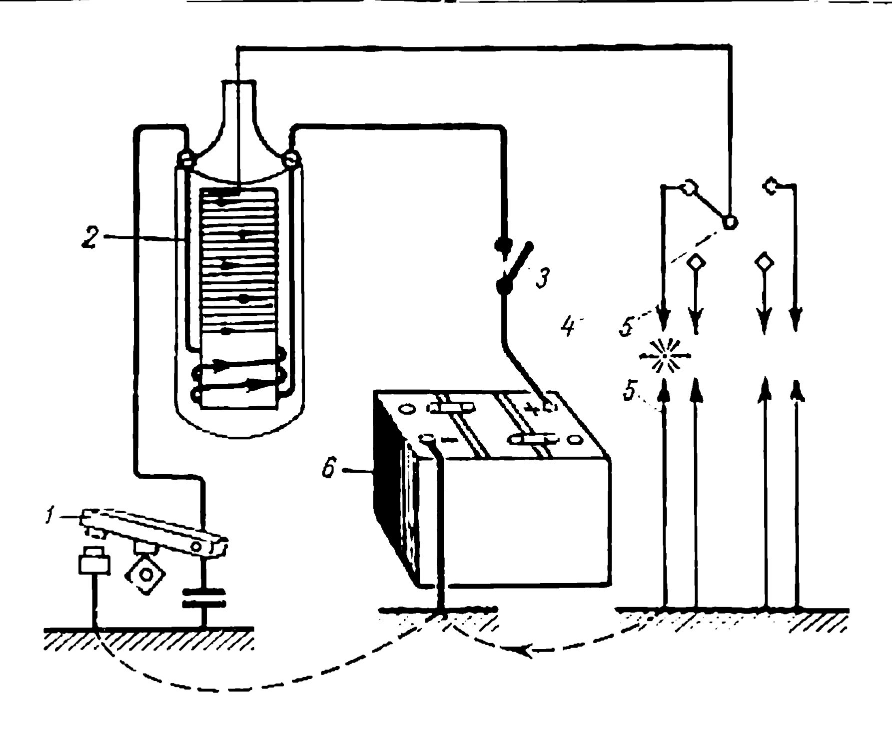


Fig. 179. Schéma d'un circuit d'allumage par batterie :
1 — rupteur ; 2 — bobine ; 3 — interrupteur : 4 — distributeur ; 5 — bougies d'allumage ; 6 — batterie d'accumulateurs

La fig. 179 représente schématiquement un circuit d'allumage par batterie. Le courant électrique qui vient du pôle positif parcourt la bobine primaire *2*, le rupteur *1* passe par la masse et revient par le pôle négatif dans la batterie d'accumulateurs. A l'instant de la coupure du circuit par le rupteur, l'enroulement secondaire est le siège d'une tension élevée qui est envoyée aux bougies par le distributeur.

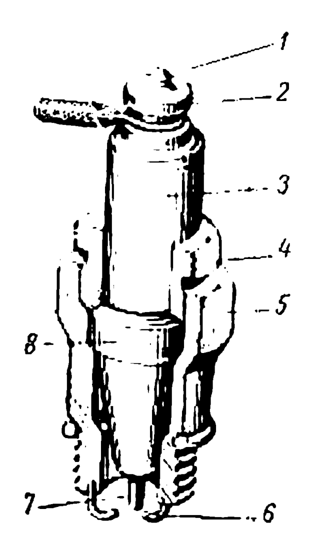


Fig. 180. Bougie électrique

Une bougie électrique (fig. 180) est constituée par une tige métallique *1* logée dans un noyau en porcelaine *3* qui est fixé lui-même dans une enveloppe en acier *5*. On établit l'intervalle nécessaire entre les électrodes *6* et *7*. Le noyau *3* est fixé à son enveloppe par un écrou *4*. Le conducteur est également fixé sur la tige par un écrou de serrage *2*.

Comparativement à l'allumage électromagnétique, l'allumage par batterie a l'avantage de donner une étincelle dont l'intensité ne dépend pas de la vitesse de rotation du moteur. Avec un allumage électromagnétique, l'étincelle ne possède pas une puissance suffisante au moment du démarrage du moteur.

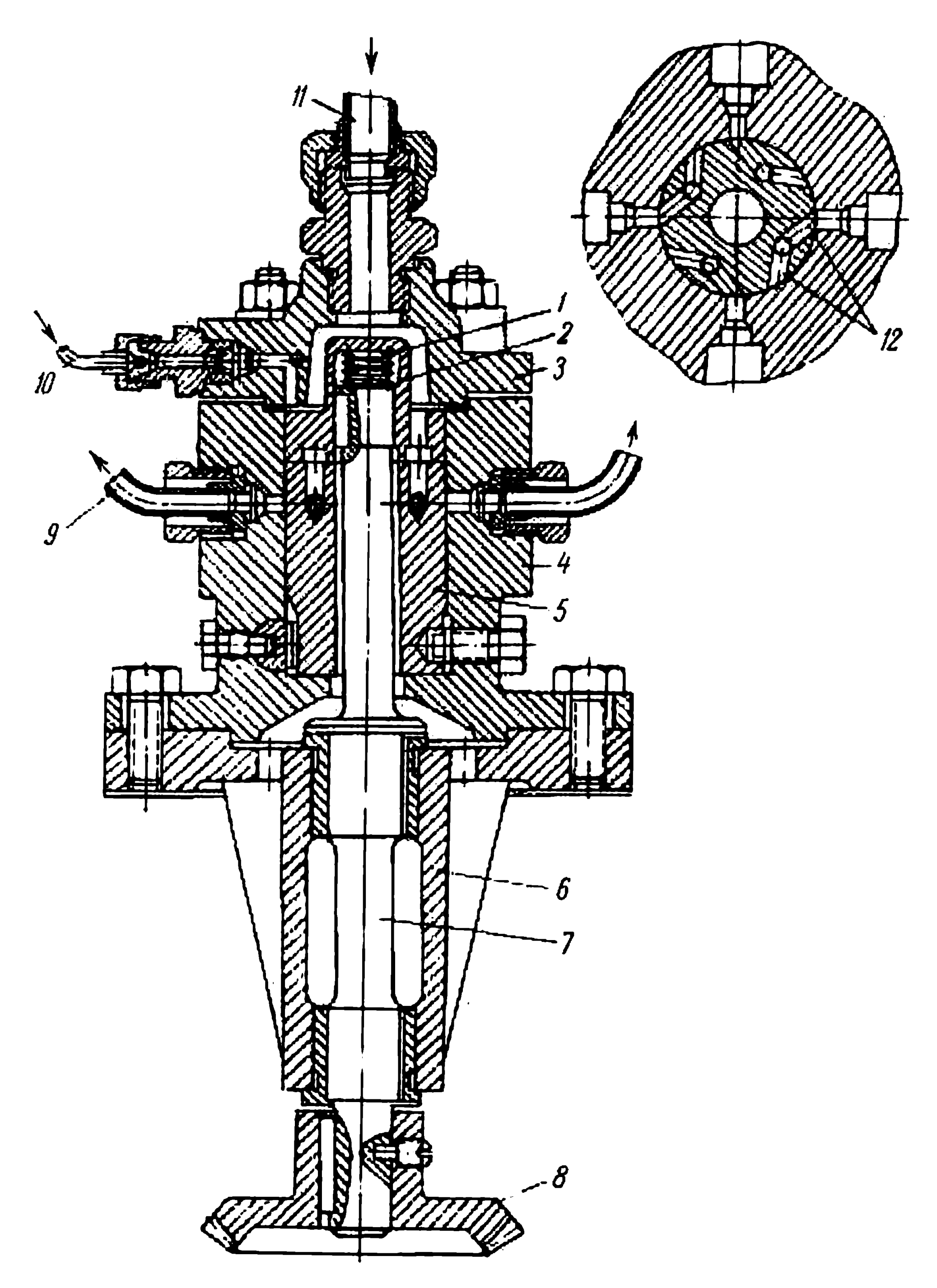


Fig. 181. Distributeur d'air de lancement

Dans les moteurs modernes, la magnéto est complétée par un accélérateur, qui intervient aux faibles vitesses de rotation du moteur et assure ainsi un démarrage convenable.

L'allumage mixte est employé principalement pour obtenir une plus grande sûreté de démarrage.

§ 20. Dispositifs de démarrage

On démarre habituellement les moteurs fixes avec de l'air comprimé conservé dans des bouteilles et envoyé dans les cylindres moteurs dans l'ordre de leur fonctionnement. Un distributeur d'air envoie l'air aux divers cylindres dans l'ordre qui convient.

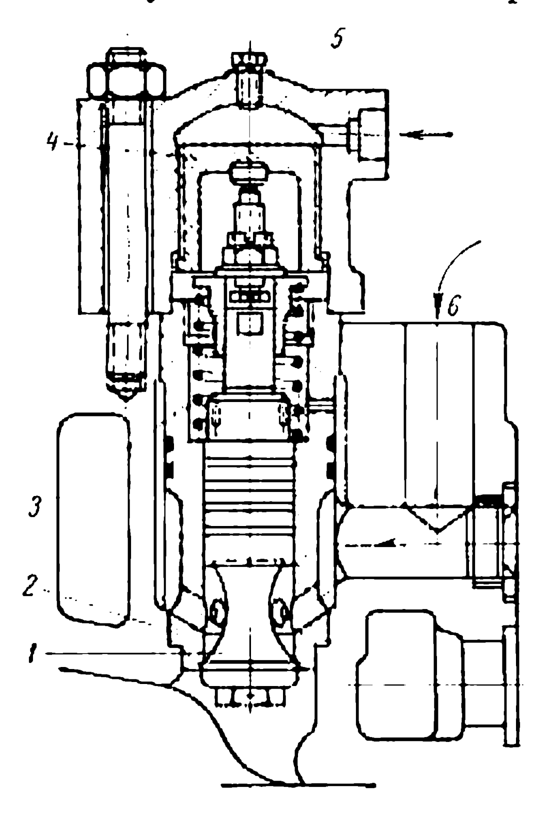


Fig. 182. Soupape de lancement

La fig. 181 représente un type de distributeur d'air de lancement. La boîte *4* est assemblée avec le support *6* de la transmission de commande *8* et est fermée par un chapeau *3*. A l'intérieur de cette boîte se trouve le tambour *5* dont l'extrémité supérieure comporte des ouvertures verticales. Ces ouvertures envoient l'air aux soupapes de lancement par les canaux latéraux *12* et par les conduits d'air *9*. Le nombre des ouvertures précitées est le même que le nombre des cylindres.

Une pièce spéciale *2*, qui est fixée par une clavette à glissement, tourne sur l'extrémité supérieure du tambour *5*. Lors du lancement

du moteur, l'air comprimé appuie cette pièce *2* contre la face du tambour *5*, surmonte l'action du ressort *1* et est envoyé aux soupapes de démarrage par les canaux de la pièce *2* et du tambour.

Lorsque le moteur fonctionne normalement, la pièce *2* se soulève et ferme l'arrivée d'air provenant du collecteur *11*. La pièce *2* est entraînée en rotation par l'axe *7* et la roue dentée *8*, qui est reliée à l'arbre de distribution du moteur. Les pièces frottantes du distributeur d'air sont graissées par la canalisation d'huile *10*.

L'air qui arrive par un distributeur du genre précédent joue un rôle auxiliaire, comme on peut le voir par la description et le fonctionnement de la soupape de lancement de la fig. 182. Cette soupape *1* est logée dans la boîte de soupape *2* et est appuyée contre son siège par un ressort *3*. Quand le distributeur d'air laisse passer l'air comprimé, celui-ci arrive dans le compartiment *5*. Il en résulte que la soupape supporte non seulement la pression de l'air principal de lancement, arrivant par le canal *6*, mais également une pression supplémentaire, si bien que cette soupape s'ouvre. La surface du piston *4* est calculée pour que la soupape s'ouvre lorsque la pression à l'intérieur du cylindre moteur est inférieure à la pression de l'air de lancement. On évite ainsi tout risque d'avarie au lancement, parce que les gaz de combustion ne peuvent pas passer du cylindre dans la canalisation d'air comprimé.

La fig. 183 montre partiellement une bouteille d'air de lancement.

§ 21. Les divers types de moteurs

Le principe de fonctionnement et la conception des moteurs fixes modernes à combustion interne repose essentiellement sur le système ne comportant pas de compresseur. Les moteurs de locomotives, de bateaux et certains moteurs pour automobiles et pour l'aviation viennent compléter cette série de types. Mais comme l'espace disponible pour les moteurs des divers engins de transport est limité, ces moteurs sont réalisés d'une façon plus compacte. On réduit l'encombrement des moteurs, d'une part en augmentant leur vitesse de rotation, et d'autre part en pratiquant la suralimentation, qui augmente considérablement la pression moyenne indiquée. Les automobiles, les avions, les motocyclettes, etc., utilisent principalement des moteurs à essence à faible compression.

La plupart des moteurs de transport (moteurs mobiles) utilisent une transmission compliquée, car la liaison directe entre le vilebrequin et les roues serait désavantageuse. Il faut remarquer en effet que l'engin de transport (locomotive, tracteur, etc.) fonctionne à vitesse variable et à effort de traction variable. Les moteurs à combustion interne sont mal adaptés à ces conditions de fonctionnement, car leur puissance diminue rapidement à faible vitesse de rotation.

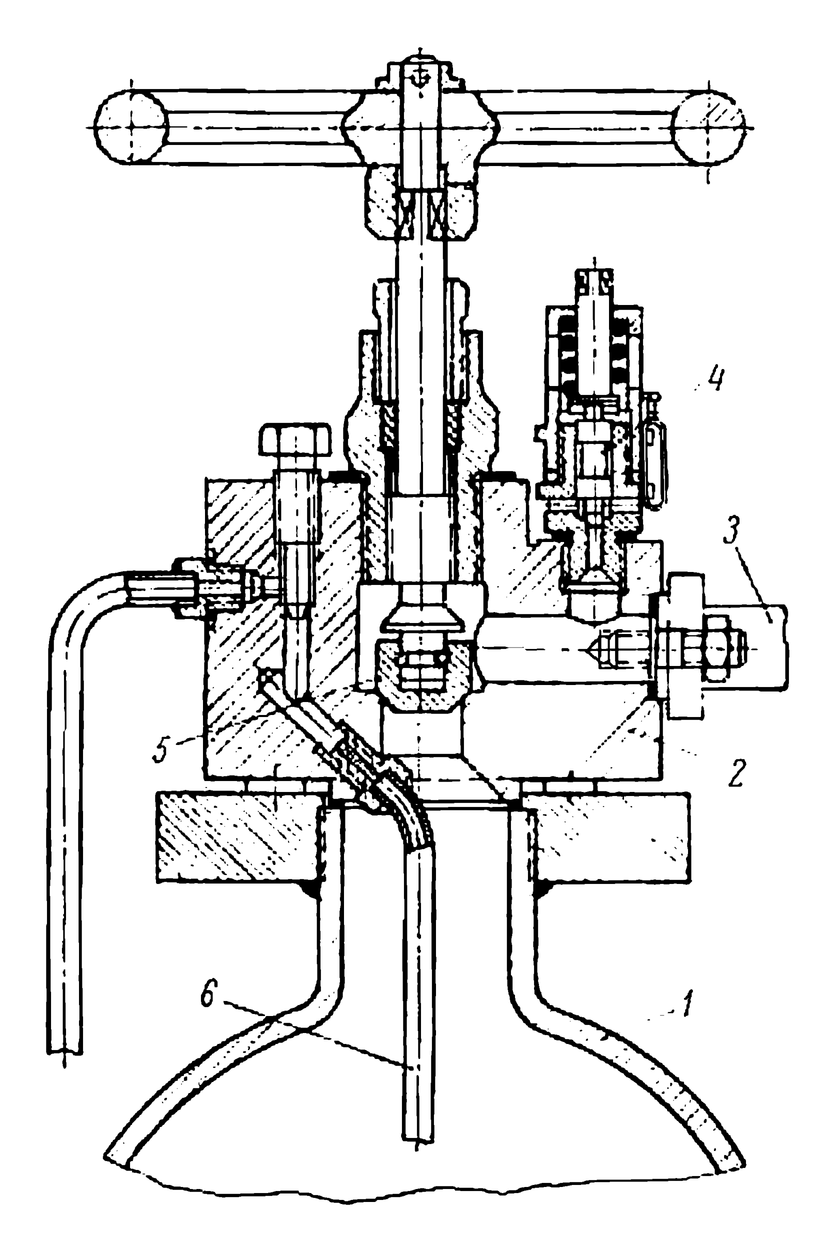


Fig. 183. Bouteille d'air de lancement:

1 — bouteille d'air; *2* — tête de la bouteille; *3* — canalisation d'air de lancement
4 — soupape de sûreté; *5* — soupape principale; *6* — purge d'eau condensée

On fait donc varier la vitesse et l'effort de traction avec un système de transmission spécial interposé entre le vilebrequin du moteur et les essieux du véhicule.

Les moteurs modernes d'engins de transport utilisent des transmissions mécanique, hydraulique ou électrique. Cette transmission permet de donner aux roues du véhicule de transport la vitesse de rotation nécessaire, avec une vitesse constante de rotation du vilebrequin, en faisant varier le coefficient de transmission. Comme la puissance du moteur reste constante dans ces conditions, l'effort de traction varie. On peut exprimer la puissance du moteur de la façon suivante, en fonction de l'effort de traction et de la vitesse du véhicule ou vitesse de progression (de marche):

$$N_e = \frac{F_t V}{3\,600} \text{ kW} \tag{5-47}$$

avec F_t effort de traction, en newtons;
V vitesse, en km/h.

La formule précédente montre que, si la puissance N_e du moteur est constante, la vitesse de progression est inversement proportionnelle à l'effort de traction. Cette relation convient parfaitement aux conditions réelles de mouvement.

La fig. 184 est une coupe transversale d'un moteur Ч-42,5/60 à quatre temps, à forte compression et sans compresseur, qui a une puissance de 75 kW dans le cylindre. Le vilebrequin *1* est relié par la bielle *2* avec le piston *9*, qui se déplace dans la chemise cylindrique *10*, coulée indépendamment du bloc-cylindres *11*. Ce système permet de remplacer la chemise du cylindre quand elle est très usée. Il permet également à la chemise de se dilater librement au cours de son échauffement vers le bas pendant le fonctionnement du moteur. Des garnitures d'étanchéité *13* s'opposent aux fuites de l'eau contenue dans les chambres de refroidissement *12*. Les cylindres sont fermés à leur partie supérieure par des culasses *7*.

L'arbre de distribution *3* entraîne le piston de la pompe d'injection *4*, qui refoule le combustible dans l'injecteur *6*. Pour lancer le moteur, on a prévu une soupape automatique de lancement *5*. Le bloc des cylindres est monté sur le châssis *14*. Les gaz d'échappement sont évacués par le collecteur *8*.

Les fig. 185 et 186 représentent respectivement une coupe transversale et une coupe longitudinale d'un moteur à carburateur et à quatre cylindres. Ce moteur a une puissance de 35 kW à une vitesse de 3 600 tours/mn. Les cylindres sont coulés en un seul bloc avec la partie supérieure du carter. Par contre, les chemises cylindriques sont coulées séparément en une fonte qui résiste fortement à l'usure. Le vilebrequin est à quatre paliers et comporte des masses d'équilibrage, qui font que les paliers n'ont pas à supporter les forces d'inertie

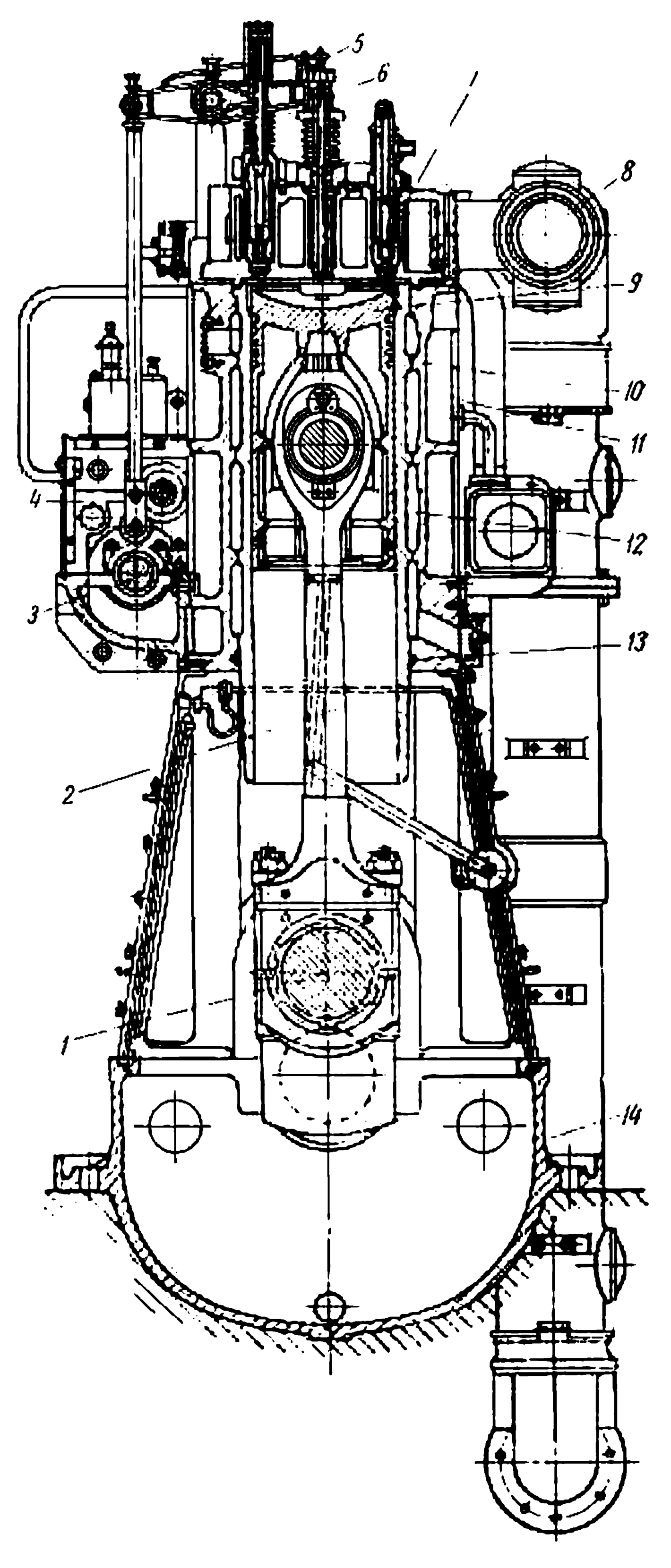


Fig. 184. Coupe transversale à travers un moteur Ч-42,5/60

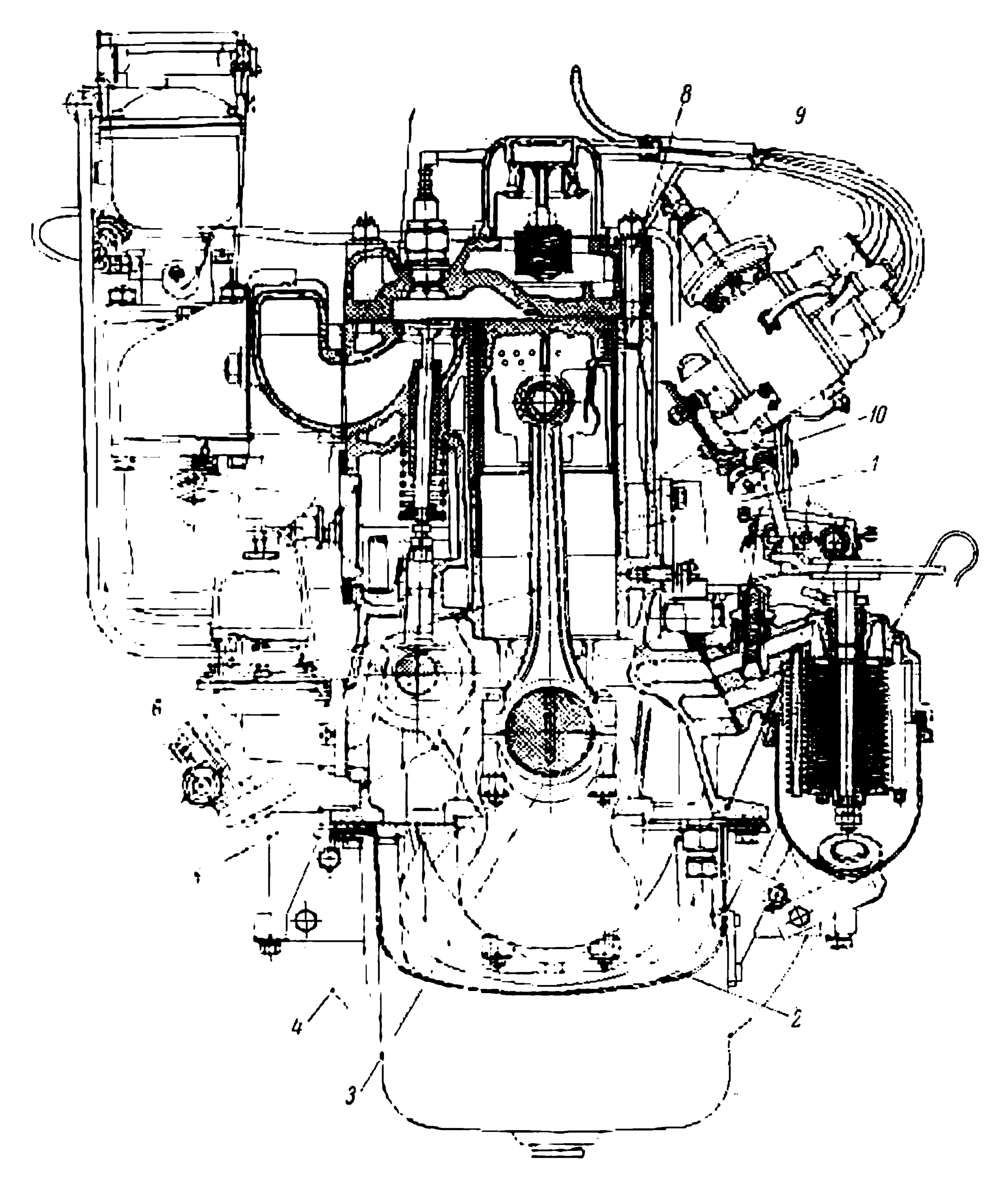


Fig. 185. Coupe transversale à travers le moteur à carburateur M-20 :
1 — bloc des cylindres et carter ; *2* — boulons tirants reliant les culasses aux paliers principaux ; *3* — chapeaux de pied de bielle ; *4* — boulons de bielle ; *5* — pied de bielle ; *6* — bielle ; *7* — culasse ; *8* — goujon de fixation de la culasse dans le bloc-cylindres ; *9* — tête de bielle ; *10* — chemise de cylindre

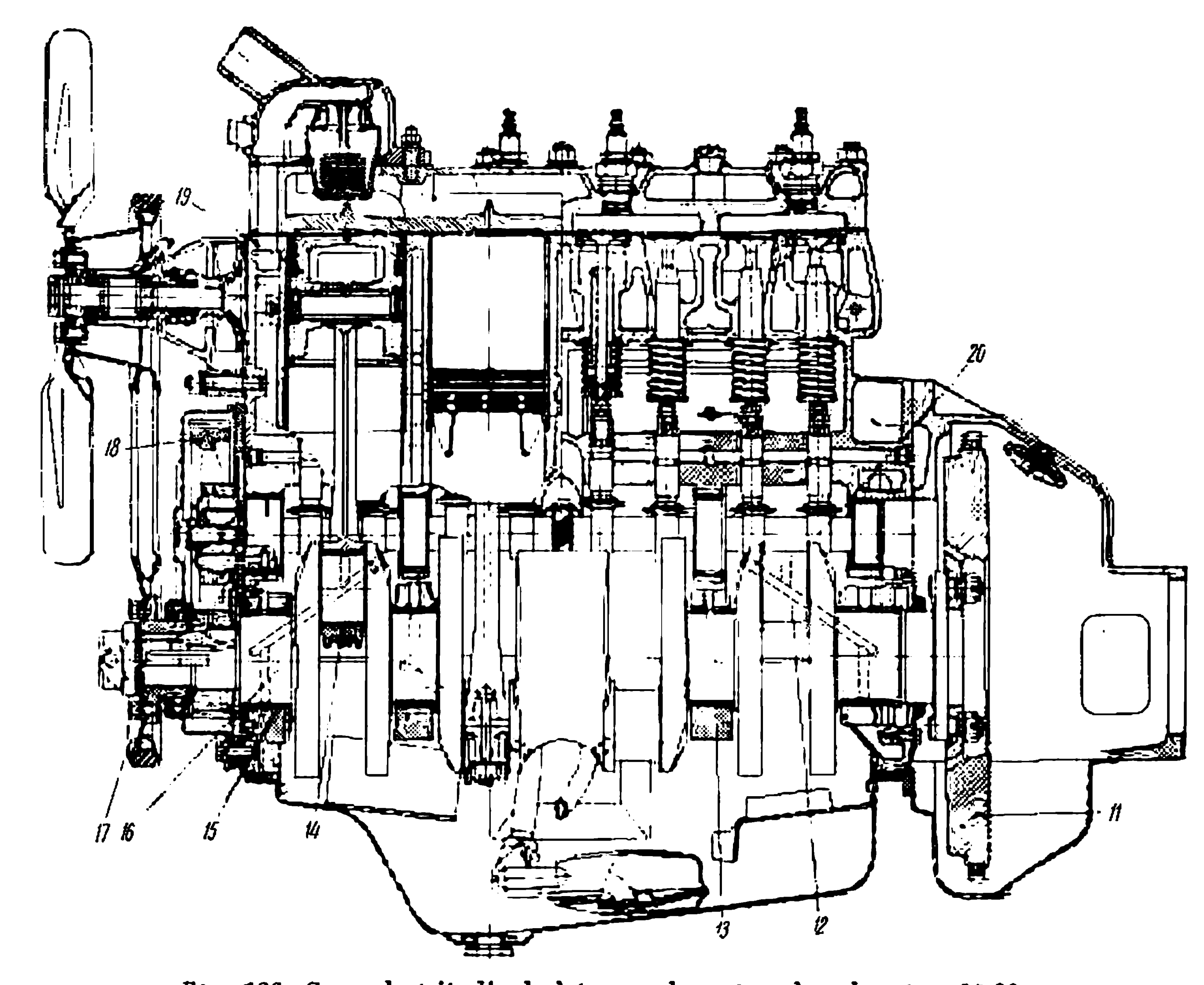


Fig. 186. Coupe longitudinale à travers le moteur à carburateur M-20 :

11 — volant d'inertie ; *12* — vilebrequin ; *13* — chapeaux de palier principal ; *14* — palier de bielle ; *15* — palier principal ; *16* — canal de graissage ; *17* — poulie d'entraînement du ventilateur ; *18* — pignon de l'arbre de distribution ; *19* — piston ; *20* — arbre de distribution

non équilibrées. Ce vilebrequin porte à une extrémité le volant d'inertie et à l'autre extrémité la roue dentée qui entraîne le pignon de l'arbre de distribution.

Le graissage est d'un système combiné. Les paliers du vilebrequin et de l'arbre de distribution sont graissés sous pression, tandis que les pignons sont graissés par un jet pulsatoire qui part du palier de l'arbre de distribution, les cames et les parois du cylindre, par la pulvérisation.

Ce moteur possède une culasse démontable, commune à tous les cylindres et réalisée en un alliage d'aluminium excellent conducteur de la chaleur. Le refroidissement est assuré par un circuit fermé à circulation forcée et par une pompe à eau centrifuge.

La fig. 187 montre à titre d'exemple l'installation d'un moteur fixe 4Ч29/41,5 de 175 kW, 375 tours/mn sur sa fondation. Ce moteur est accouplé directement à un alternateur *7* du type СД-156-16, d'une puissance apparente de 210 kVA et d'une puissance effective de 158 kW à la tension de 400 et 3150 volts. Le moteur *1* est monté sur la fondation *6*; les vibrations sont amorties par une semelle *8* et une maçonnerie spéciale constituant une deuxième semelle *9*. On lance le moteur avec de l'air comprimé à 10-30 bars, qui provient de la bouteille *2*. Pour alimenter cette réserve d'air, le moteur possède un compresseur à deux étages, qui est entraîné par l'arbre de distribution. Le combustible est fourni par le réservoir *3*. Les gaz d'échappement sont évacués par le collecteur *5* dans le silencieux *4*.

Les dimensions principales d'encombrement sont les suivantes: hauteur jusqu'au crochet de grue — 3,5 m; largeur de la fondation — 3,8 m; longueur de la fondation (moteur et alternateur) — 6 m.

§ 22. Voies de perfectionnement des moteurs à combustion interne

La réalisation d'un moteur peu encombrant, économique et à fonctionnement sûr, ayant également une puissance spécifique assez élevée et consommant aussi peu de métal que possible, constitue le problème essentiel de l'avenir. On obtiendra ces résultats essentiellement par la suralimentation et par une augmentation de la vitesse de rotation.

L'évolution actuelle des moteurs à combustion interne consiste d'une part dans la création de nouveaux types de moteurs et d'autre part dans le perfectionnement de types existant déjà.

Pour atteindre les buts envisagés, la technique actuelle s'oriente dans les voies suivantes:

1) moteurs à course courte, pour lesquels S/D constitue de 0,8 à 1,0 :

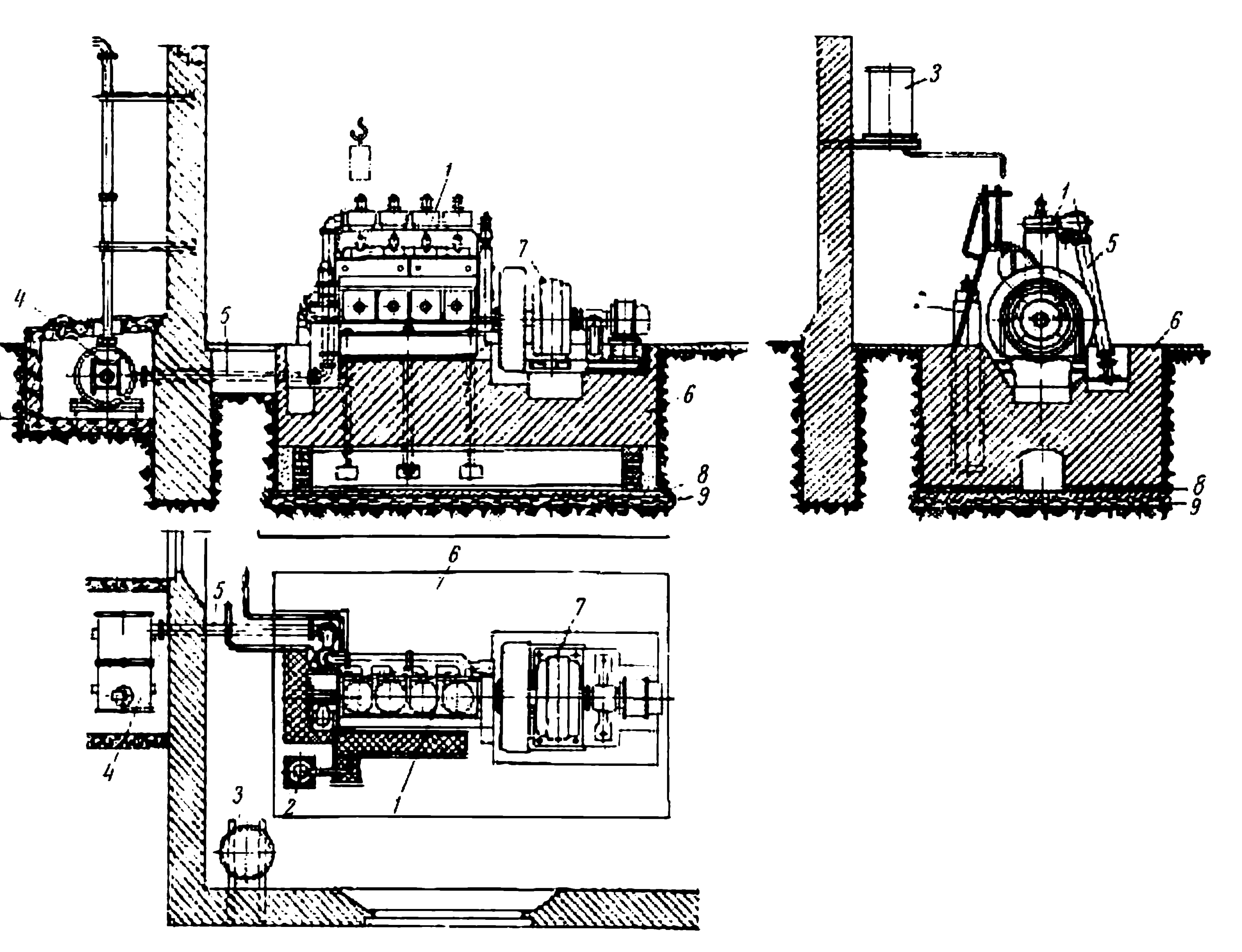


Fig. 187. **Exemple d'installation d'un moteur fixe 4Ч-29/41,5 sur sa fondation**

2) adoption de fortes compressions;
3) accroissement de la compacité de la disposition des divers organes, en particulier par l'emploi des cylindres en V, etc.

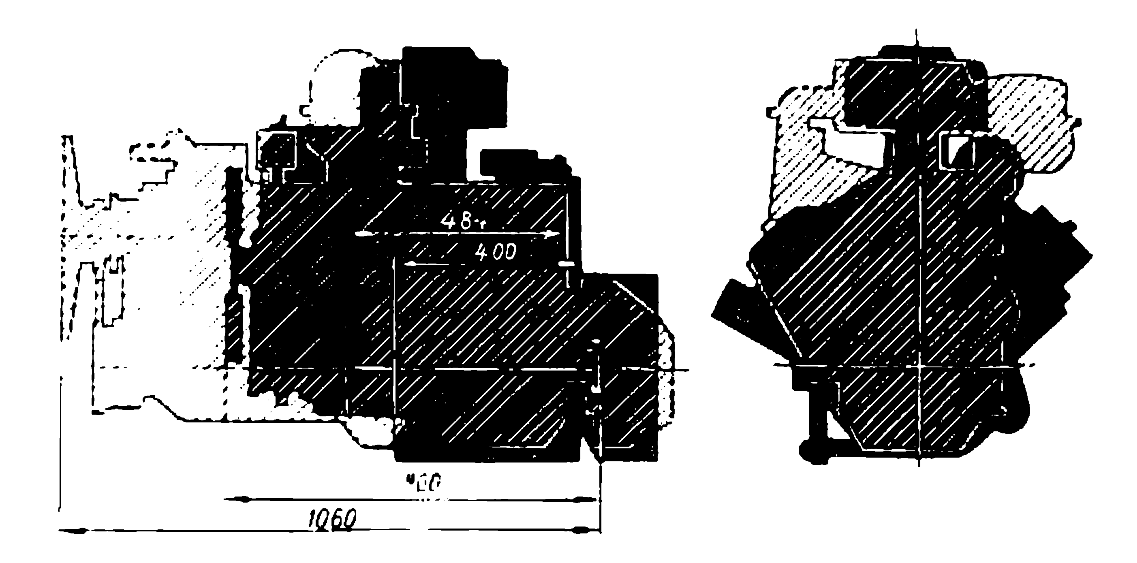


Fig. 188. Comparaison des encombrements de deux moteurs d'automobile à 8 cylindres, l'un en ligne, l'autre en V.

L'avantage essentiel de la course courte consiste à obtenir une vitesse modérée moyenne du piston aux grandes vitesses de rotation, ce qui découle de la relation $c_{moy} = Sn/30$. A une même vitesse de rotation, la vitesse moyenne du piston c_{moy} diminue avec S.

La diminution de la vitesse moyenne du piston améliore le rendement mécanique η_m, accroît la durée de service de l'ensemble piston-cylindre et réduit les efforts d'inertie agissant sur les paliers du vilebrequin.

On a obtenu des résultats extrêmement remarquables en combinant la course courte avec la disposition en V des cylindres. Cette solution combinée avec l'emploi de métaux d'excellente qualité pour les paliers permet de réduire au minimum la longueur du vilebrequin, d'éviter l'emploi de bielles ayant des formes compliquées et de placer deux bielles sur un même tourillon de manivelle.

La fig. 188 montre à titre d'exemple les encombrements comparés de deux moteurs d'automobiles de classe supérieure, à 8 cylindres (ЗИЛ-110), l'un en V et l'autre en ligne.

§ 23. Compresseurs à piston

Les compresseurs ont pour but de produire des gaz comprimés ou gaz sous pression. Ces machines transforment l'énergie mécanique qu'elles reçoivent d'un moteur en une énergie potentielle d'un gaz

comprimé, mais cette énergie mécanique est également consommée en partie pour entraîner le compresseur et pour faire face à diverses pertes thermiques et mécaniques.

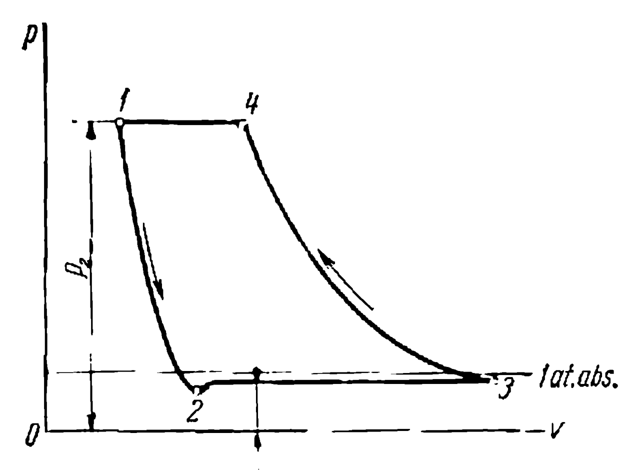


Fig. 189. Diagramme d'indicateur d'un compresseur

Les compresseurs à piston sont caractérisés par le déplacement rectiligne alternatif d'un piston dans un cylindre. Au cours de ce déplacement, la machine aspire le gaz, puis le comprime. L'aspiration se fait à la pression p_1 (fig. 189) à travers une soupape d'aspiration automatique. Au cours de la compression, la pression augmente jusqu'à une certaine valeur p_2; à partir de cet instant, le gaz est refoulé dans des réservoirs à travers une soupape de refoulement également automatique.

La fig. 189 est un diagramme d'indicateur réel d'un compresseur à un seul étage. L'espace mort a une grande influence sur la forme du diagramme. L'espace mort est le volume compris entre le piston et le couvercle du cylindre, quand le piston est à son point mort haut.

Le diagramme montre que la phase d'aspiration est précédée par une phase de détente des gaz comprimés, qui se trouvaient dans l'espace mort au début de la course d'aspiration (courbe *1-2*). C'est seulement après cette détente que commence l'aspiration proprement dite à une pression inférieure à la pression atmosphérique (courbe *2-3*). L'aspiration commence donc non pas au point mort haut mais après ce point mort, ce qui réduit le débit du compresseur. Le débit est d'autant plus faible que l'espace mort est plus grand. Le travail utile du compresseur diminue dans les mêmes conditions.

A la fin de la période d'aspiration, les gaz compris dans le cylindre sont comprimés suivant la courbe *3-4*, après quoi ils sont refoulés dans un circuit extérieur (courbe *4-1*).

Quand on veut obtenir une pression supérieure à 8 bars eff., on emploie des compresseurs à piston à plusieurs étages. Cela tient à ce qu'on est obligé de refroidir l'air chaud. La compression réchauffe en effet fortement l'air, et cet air pourrait enflammer les vapeurs

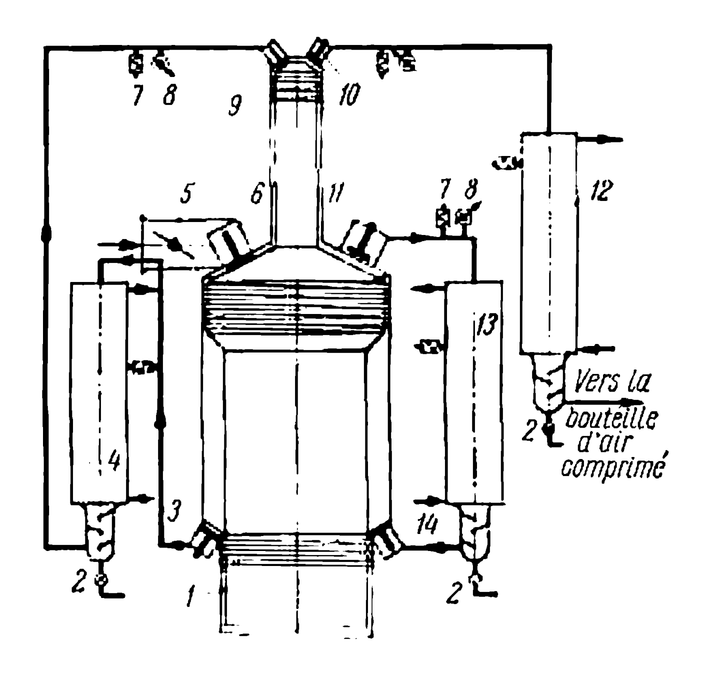


Fig. 190. Schéma d'un compresseur à trois étages

d'huile de graissage et faire éclater le compresseur ou des tuyautages d'air. De plus, la thermodynamique montre qu'une compression en plusieurs étages est plus économique.

La figure 190 représente schématiquement un compresseur à trois étages. Le deuxième étage est installé entre l'étage à haute pression et l'étage à basse pression. Dans ce type de compresseur, le piston *1* est un piston à plusieurs diamètres. Quand le piston descend, l'air est aspiré dans l'étage à basse pression par la soupape d'aspiration *6* et le clapet oscillant *5* (papillon), et dans l'étage à haute pression par la soupape *9*.

Pendant cette même période, l'étage intermédiaire ou étage à moyenne pression comprime l'air et le refoule à travers la soupape *3* dans le réfrigérant *4*. L'air arrive ainsi à la soupape d'aspiration *9* de l'étage à haute pression.

Quand le piston remonte, l'air de l'étage à basse pression est envoyé par la soupape de refoulement *11* et le réfrigérant *13* à la soupape d'aspiration *14* de l'étage à moyenne pression, tandis que l'air refoulé par l'étage à haute pression à travers la soupape de refoulement *10* et réfrigérant *12* est envoyé aux bouteilles d'air comprimé.

Cette installation comporte des soupapes de sûreté *7*, des manomètres *8* et des robinets de purge *2*. Il est prévu une arrivée et une sortie d'eau pour refroidir les réfrigérants.

Le cycle de fonctionnement d'un compresseur est compliqué. Au cours de la compression, l'air aspiré est tout d'abord réchauffé par des parois chaudes du cylindre, après quoi cet air cède de la

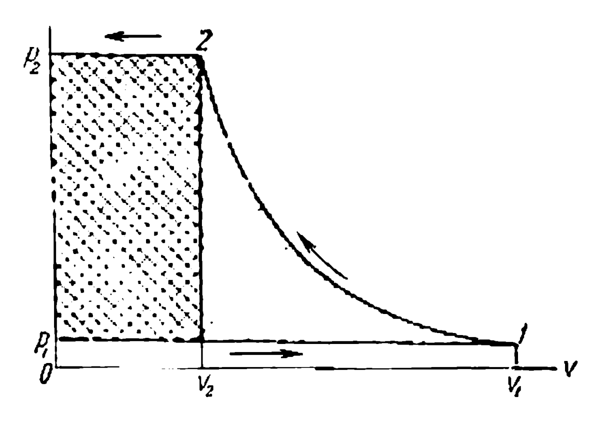


Fig. 191. Graphique de calcul du travail produit par un compresseur

chaleur à ces mêmes parois et au fluide de refroidissement. Au cours d'un déplacement élémentaire ds du piston, le travail effectué par 1 kg de gaz a la valeur suivante:

$$dl = -pF\,ds = -p\,dv, \qquad (5\text{-}48)$$

avec F surface du piston.

On calcule le travail de compression depuis l'état p_1v_1 jusqu'à l'état p_2v_2 en intégrant l'équation précédente:

$$l = -\int_{v_1}^{v_2} p\,dv. \qquad (5\text{-}49)$$

Lorsqu'on calcule le travail correspondant au cycle théorique (fig. 191), il faut ajouter au travail de compression le travail d'aspiration p_1v_1 (aire $Op_1\,1v_1$) ; le travail de refoulement p_2v_2 (aire Op_22v_2) et le travail nécessaire pour faire varier la vitesse du gaz $(c_2^2 - c_1^2)/2$. Tenant compte de toutes ces composantes, nous obtenons l'expression suivante du travail correspondant à un cycle:

$$l = -p_1v_1 - \int_{v_1}^{v_2} p\,dv + p_2v_2 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \int_{p_1}^{p_2} v\,dp + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \qquad (5\text{-}50)$$

L'importance du dernier terme est extrêmement faible pour les compresseurs. Aussi on le néglige dans les calculs pratiques.

Dans le cas d'une compression parfaite, on a :

$$l=\frac{n}{n-1}\,p_1v_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1\right]. \qquad (5\text{-}51)$$

On calcule le débit du compresseur par la formule suivante :

$$V_c=\eta_V\,\frac{\pi D^2}{4}\,Sn\cdot 60 \ \text{m}^3/\text{h} \qquad (5\text{-}52)$$

avec η_V facteur de débit indiqué par le constructeur;
D et S (respectivement) diamètre et course du compresseur, en m.

On calcule la puissance d'indicateur absorbée pour entraîner le compresseur de la même façon que pour les moteurs à piston. On emploie la formule suivante :

$$N_i=p_iV_hn\,\frac{100}{60}\ \text{kW}. \qquad (5\text{-}53)$$

La puissance effective a pour valeur :

$$N_e=\frac{N_i}{\eta_m}\ \text{kW}, \qquad (5\text{-}54)$$

avec η_m rendement mécanique tenant compte des pertes par frottement; on admet habituellement η_m = 0,85 à 0,93.
V_h volume balayé par le piston du compresseur, en cm^3.

Sixième partie

LES TURBINES

Chapitre premier

TURBINES À VAPEUR

§ 1. Généralités

La construction des turbines à vapeur a commencé à se développer très activement en Union Soviétique après la Révolution d'Octobre. Jusque-là, on ne construisait des turbines à vapeur que dans l'Usine métallique de Pétersbourg. De 1907 à 1917, on avait construit en tout 28 turbines, dont la puissance individuelle ne dépassait pas 1 250 kW.

Actuellement, les usines soviétiques de turbines (Usine métallique de Léningrad, Usine de turbo-alternateurs de Kharkov, Usine de turbines de l'Oural) ne construisent que des turbines pour de la vapeur ayant des caractéristiques élevées, c'est-à-dire une pression de 90 à 170 bars et une température de 500 à 565 °C.

En 1952, l'Usine métallique de Léningrad réalisa une grande performance en construisant une turbine à un seul arbre et à trois corps, d'une puissance globale de 150 000 kW, pour une pression de 170 bars et une température de 550 °C, avec une resurchauffe à 525 °C et pour une vitesse de 3 000 tours/mn.

Cette même usine construit des turbines à vapeur et à condensation de 100 MW, 150 MW et 200 MW, pour de la vapeur à 130 bars et 565 °C et pour une vitesse de 3 000 tours/mn. On étudie simultanément des turbines de 300 à 600 MW, pour des caractéristiques de vapeur fraîche atteignant 240 bars et 580 °C.

Les usines de turbines de Kharkov et de quelques autres régions construisent également des turbines de grande puissance, pour de la vapeur à caractéristiques élevées.

Cette forte concentration de la puissance dans une machine et l'adoption de caractéristiques très élevées de la vapeur améliorent fortement les qualités économiques des centrales électri-

ques. Les usines soviétiques des turbines construisent principalement des turbines à action, avec un faible degré de réaction.

Dans les turbines à vapeur, l'énergie calorifique de la vapeur est transformée en un travail mécanique de rotation du rotor de turbine. Cette transformation se fait en deux stades. Tout d'abord, la vapeur se détend dans des tuyères où son énergie calorifique est transformée en partie en énergie cinétique. Ensuite, ce courant de vapeur à grande vitesse s'écoule dans des rangées d'ailettes motrices ayant un profil courbe. Il en résulte que les forces qui agissent sur les deux faces opposées de chaque ailette (intrados et extrados) sont inégales. La force qui agit sur l'intrados est très supérieure à celle qui agit sur l'extrados, si bien que la rangée ou grille d'ailettes fixée sur un disque du rotor tourne dans le sens où agissent les forces les plus élevées.

Classification des turbines. Les turbines à vapeur peuvent être des turbines à action ou à réaction. Dans les turbines à action, la vapeur se détend uniquement dans des tuyères fixées dans un diaphragme fixe, ou bien fixées directement dans l'enveloppe ou corps de la turbine, et la pression de la vapeur reste ensuite constante dans les canaux compris entre les ailettes motrices.

Dans les turbines à réaction, la vapeur se détend en partie dans les tuyères et en partie dans les canaux des ailettes motrices.

La thermodynamique nous apprend que la transformation de l'énergie calorifique en une énergie mécanique est représentée par la relation suivante:

$$L=\frac{1}{A}(i_1-i_2)\ \text{kJ/kg}$$

avec i_1, i_2 (respectivement) enthalpie de la vapeur à l'entrée et à la sortie de chaque étage, ou bien de l'ensemble de la turbine, en kcal/kg;

A = 1/4 1868 équivalent thermique de l'énergie mécanique, en kcal/kJ ou 1/4 186,8 kcal/joule.

La fig. 192 est un schéma d'ensemble d'une installation de turbine à vapeur de moyenne puissance.

D'après la pression existant à la sortie de la turbine (pression d'évacuation), on distingue les turbines à condensation (pression d'évacuation d'environ 0,04 bar) et les turbines à contre-pression (pression d'évacuation supérieure à 1 bar). Si l'on prévoit dans une turbine des prélèvements de vapeur réglés (c'est-à-dire des « soutirages » de vapeur) après les étages moyens, on appelle habituellement une telle turbine à soutirage, ou encore turbine à distribution de chaleur. D'après le sens dans lequel se déplace la vapeur motrice, on distingue les turbines axiales et turbines radiales. Les turbines à vapeur sont habituellement des turbines à étages multiples. Dans certains cas, les turbines de faible puissance peuvent être à un seul

étage. Si un disque de turbine porte sur son pourtour deux ou trois couronnes d'ailettes motrices à action, on dit que cette turbine est une turbine à deux ou trois étages de vitesse.

En Union Soviétique, on désigne les diverses turbines à vapeur de la façon suivante, pour distinguer les modèles, les puissances et les caractéristiques de vapeur:

la lettre A indique que la turbine à vapeur est admise entre 29 et 35 bars et à une température de 400° à 450 °C;

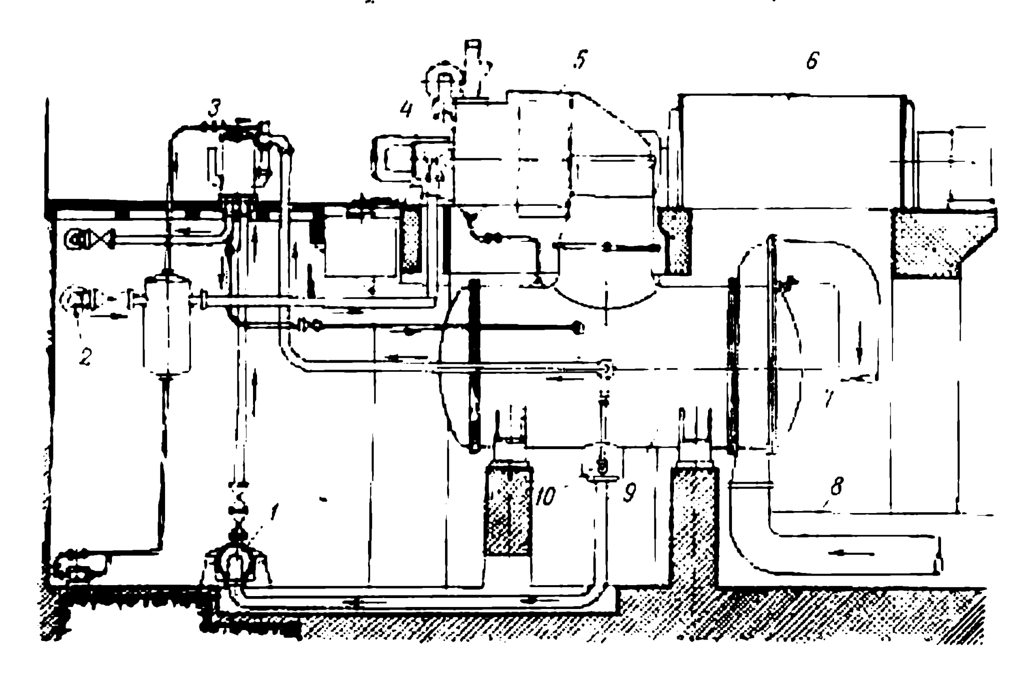


Fig. 192. Schéma d'une installation de turbine à vapeur:
1 — pompe de circulation (de condensation); *2* — collecteur de vapeur (collecteur d'admission); *3* — éjecteur d'air du condenseur; *4* — soupape d'arrêt (soupape de sectionnement); *5* — turbine à vapeur; *6* — génératrice électrique; *7* — sortie d'eau du condenseur; *8* — arrivée d'eau au condenseur (eau de refroidissement); *9* — condenseur; *10* — puisard d'eau condensée (départ d'eau condensée)

la lettre B indique que la turbine utilise de la vapeur à une pression de 90 à 135 bars et à une température de 480° à 565 °C;

l'abréviation CB indique que la pression d'admission et de 150 à 170 bars ou même davantage et la température d'admission de 550° à 600 °C ou même davantage.

Une deuxième lettre supplémentaire a les significations suivantes:

К turbine à condensation;

T turbine à distribution de chaleur (avec soutirage réglé pour la distribution de chauffage);

П turbine à soutirage industriel de vapeur (pour des opérations industrielles);

P turbine à contre-pression.

Les nombres qui suivent ces abréviations indiquent la puissance de la turbine et le numéro du modèle. L'abréviation CBK-150-2 indique, par exemple, que la turbine est une turbine à condensation de 150 MW; deuxième modèle, pour emploi de vapeur à caractéristiques très élevées.

§ 2. L'écoulement dans les tuyères et dans les ailettes motrices

Les tuyères d'une turbine à vapeur sont des canaux incurvés, réalisés à l'aide d'ailettes profilées qui sont fixées dans les diaphragmes. Les diaphragmes sont habituellement réalisés en deux moitiés et sont montés à poste fixe dans des gorges spéciales du corps ou enveloppe de turbine. Dans certains cas, plusieurs diaphragmes sont assemblés au moyen d'un cercle extérieur de tenue que l'on monte ensuite dans le corps de turbine. Les ailettes de tuyères (ailettes fixes) sont ou bien étampées et noyées dans le cercle du diaphragme, ou bien fraisées et fixées dans le diaphragme au moyen d'outils spéciaux.

On distingue les tuyères convergentes et les tuyères divergentes. Dans les tuyères convergentes, la vapeur ne peut se détendre que jusqu'à une pression correspondant à la pression critique. Dans ce cas, la vitesse de la vapeur à la sortie de la tuyère est la vitesse critique, qui est égale à la vitesse du son dans la vapeur dans les conditions où se trouve celle-ci. Dans les tuyères appelées tuyères convergentes-divergentes, ou tuyères à détente, la tuyère convergente habituelle est suivie par une tuyère conique divergente, dont l'angle de divergence est de 6 à 12°. Dans les tuyères à détente, ou tuyères de Laval d'après le nom de leur inventeur, la vapeur peut se détendre jusqu'à une pression aussi faible que l'on veut. A la sortie d'une telle tuyère, la vitesse de la vapeur peut dépasser la vitesse critique.

Si le rapport de la pression de sortie de vapeur à la pression d'entrée ne dépasse pas la valeur correspondant à la vitesse critique

$$\frac{p_{cr}}{p_0} = \nu_{cr}, \qquad (6\text{-}1)$$

avec

$$\nu_{cr} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}},$$

il faut employer une simple tuyère convergente. On a $\nu_{cr} = 0{,}546$ pour la vapeur surchauffée et $\nu_{cr} = 0{,}577$ pour la vapeur saturée sèche.

On détermine la section de sortie d'une tuyère quelconque par l'équation de continuité du courant de vapeur:

$$Gv = Fc. \qquad (6\text{-}2)$$

où G débit de vapeur, en kg/s;
v volume massique de la vapeur à la sortie de la tuyère, en m³/kg;
F section de sortie de la tuyère, en m²;
c vitesse de sortie de la vapeur, en m/s.

On calcule la vitesse de sortie de la vapeur par la chute d'enthalpie entre l'entrée et la sortie:

$$c_{1t}=\sqrt{\frac{2}{A}(i_0-i_{1t})+c_0^2}=91{,}5\sqrt{(i_0-i_{1t})+A\frac{c_0^2}{2}}, \qquad (6\text{-}3)$$

avec i_0, i_{1t} exprimés en kcal et $A = 1/4\ 1868$ kcal/J.

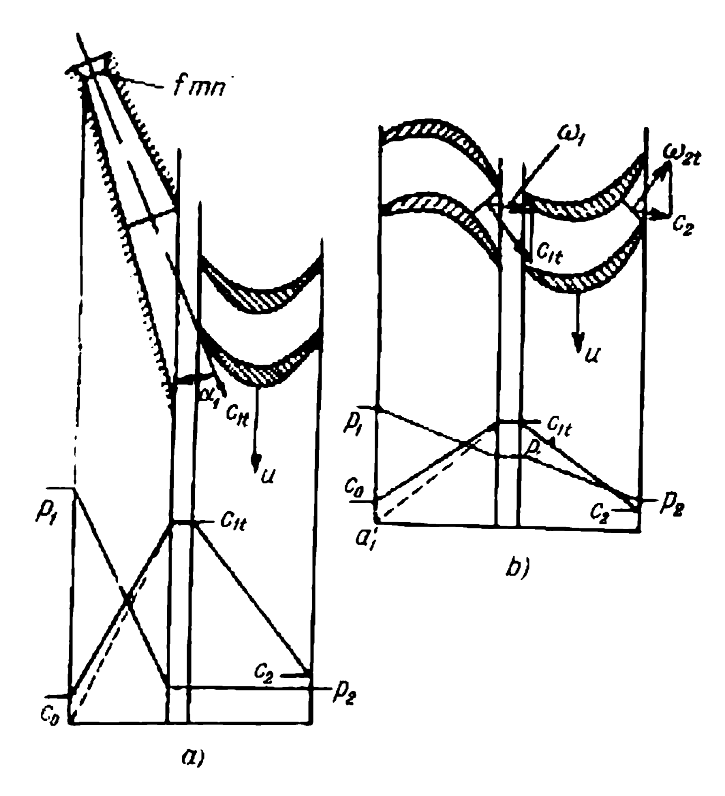


Fig. 193. Ecoulement de la vapeur dans une turbine:
a — étage à action; *b* — étage à réaction

Cette équation exprime le principe de la conservation de l'énergie dans l'écoulement à travers une tuyère. Si l'on néglige la vitesse d'entrée ou vitesse initiale c_0, on peut simplifier la relation précédente comme suit:

$$c_{1t}=91{,}5\sqrt{(i_0-i_{1t})}=91{,}5\sqrt{H_t}. \qquad (6\text{-}4)$$

On détermine la chute d'enthalpie $i_0 - i_{1t}$ pour une détente adiabatique à l'aide d'un diagramme *is*. La fig. 193 représente la détente de la vapeur dans un étage d'action et un étage de réaction d'une turbine.

Dans une tuyère, la vapeur qui entre à une pression p_1 et avec une enthalpie i_0 se détend théoriquement d'une façon adiabatique jusqu'à la pression p_2 et à l'enthalpie i_{1t}.

Dans la réalité, ce phénomène s'accompagne de certaines pertes d'énergie, provoquées par le frottement de la vapeur contre les parois et par la formation de tourbillons.

On calcule les pertes de chaleur dans les tuyères par la formule suivante:

$$h_t = A\left(\frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}\right) = A\left(\frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{\varphi_t^2 c_{1t}}{2}\right) =$$
$$= A\frac{c_{1t}^2}{2}(1 - \varphi_t^2) = \xi_t A\frac{c_{1t}^2}{2}, \qquad (6\text{-}5)$$

avec h_t perte dans la tuyère, en kcal/kg;
c_1 vitesse réelle de la vapeur, en m/s;
φ_t facteur de pertes de vitesse;
ξ_t facteur de pertes d'énergie;
A équivalent mécanique de la chaleur exprimé en kcal/J.

Si, sur un diagramme is, on porte la perte d'enthalpie dans la tuyère en remontant sur l'adiabatique considérée, si l'on projette le point obtenu sur l'isobare de la pression de sortie p_2 et si l'on réunit ensuite le point ainsi obtenu avec le point initial de l'écoulement, on obtient la courbe polytropique caractérisant le détente réelle de la vapeur dans la tuyère.

La vitesse réelle de la vapeur est donnée par la relation suivante en fonction de la vitesse théorique:

$$c_1 = \varphi_t c_{1t}.$$

Le point final de la courbe polytropique de détente détermine le volume massique de la vapeur. On peut alors calculer la section réelle de sortie de la tuyère:

$$F_t = \frac{G_t v_1}{c_1}\ \text{m}^2. \qquad (6\text{-}6)$$

Au point de vue de la construction, on décompose la section de sortie en une série de tuyères parallèles, ayant une section rectangulaire, et disposées sur un arc du cercle périphérique du diaphragme. Si les tuyères sont réparties sur une partie seulement de ce cercle, on dit que l'étage est un étage à admission partielle. Le rapport de la longueur de l'arc occupée par les tuyères à la longueur totale de la circonférence est appelé le degré d'admission. Dans les étages à réaction, la vapeur est toujours admise sur tout le pourtour. Autrement dit, l'admission est totale. On peut déterminer le facteur de pertes de vitesse φ_t à l'aide de graphiques expérimentaux. Le coef-

ficient de perte d'une tuyère est généralement compris entre 0,95 et 0,98. Les tuyères fraisées peuvent donner des coefficients plus élevés.

Dans les tuyères à détente, il faut déterminer deux sections: la section de sortie et la section la plus étroite, ou section du col, qui est le siège de la pression critique et de la vitesse critique.

On calcule la section du col de tuyère par les formules suivantes:

$$\text{vapeur saturée sèche: } F_{\min} = \frac{G}{199\sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}; \qquad (6\text{-}7)$$

$$\text{vapeur surchauffée: } F_{\min} = \frac{G}{209\sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}. \qquad (6\text{-}8)$$

On calcule la longueur de la partie divergente parallèlement à l'écoulement, à l'aide de l'angle de divergence:

$$l = \frac{a_1 - a_{\min}}{2\,\mathrm{tg}\,\frac{\gamma}{2}}, \qquad (6\text{-}9)$$

avec a_1 et $a_{\min}$ (respectivement) diamètre ou largeur (à hauteur constante) du canal à la sortie et au col;

γ angle de divergence compris entre 6 et 12°.

La fig. 194 montre une tuyère convergente et une tuyère à détente, et la fig. 195 montre un diaphragme avec une couronne de tuyères.

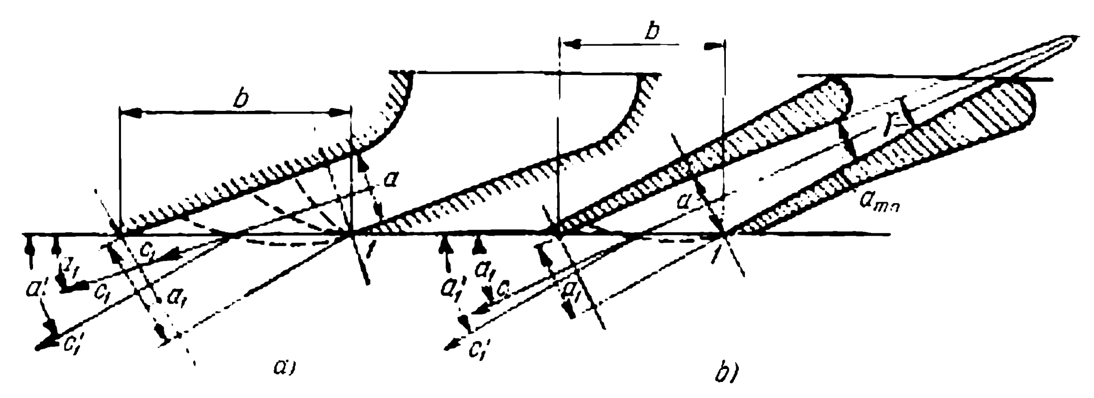


Fig. 194. Tuyères:
a — convergentes; b — convergentes divergentes (à détente)

Les rotors des turbines à réaction ont la forme d'un tambour ou cylindre. Pour cette raison, les ailettes de tuyères, ou ailettes fixes, de ces turbines sont fixées directement dans le corps ou enveloppe de la turbine, dans des gorges aménagées à cet effet.

Les tuyères servent non seulement à détendre la vapeur et à transformer son énergie thermique en énergie cinétique, mais encore

à diriger convenablement le courant de la vapeur vers les ailettes motrices. Il en résulte que la section de sortie d'une tuyère est oblique relativement au courant de vapeur.

Dans une tuyère simple, on peut détendre la vapeur jusqu'à des caractéristiques inférieures aux caractéristiques critiques, en donnant à la région de sortie une section oblique. La vitesse de sortie, qui est alors supérieure à la vitesse critique, fait un certain angle avec l'axe

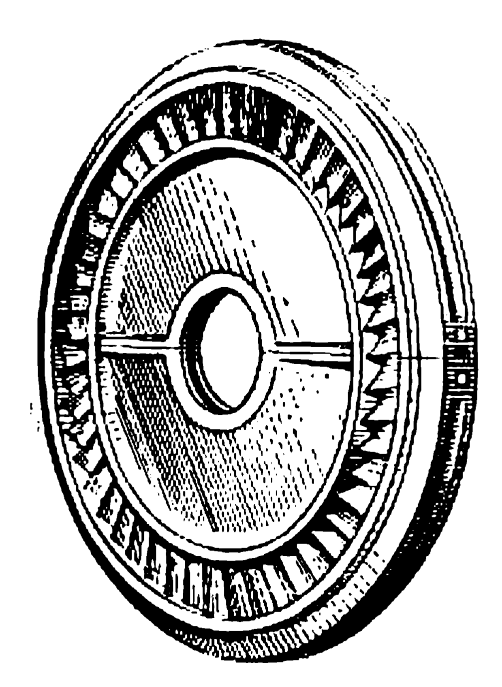


Fig. 195. Vue d'un diaphragme avec couronne de tuyères

géométrique de la tuyère. Supposons que la hauteur de tuyère soit constante et désignons par a la largeur de l'écoulement au col, par a_1 cette largeur à la sortie, par c_1 et c_1' les vitesses correspondantes et par v_1 et v_1' les volumes spécifiques correspondants. L'équation de continuité du courant de vapeur nous permet d'écrire:

$$\frac{ac_1}{v_1} = \frac{a_1 c_1'}{v_1'}, \tag{6-10}$$

$$\text{avec: } a = b \sin \alpha_1 \quad \text{et} \quad a_1 = b \sin \alpha_1'. \tag{6-11}$$

$$\text{Nous avons donc: } \sin \alpha_1' = \frac{c_1 v_1'}{c_1' v} \sin \alpha_1. \tag{6-12}$$

Il en résulte que dans la détente supplémentaire qui se produit dans la région de la section oblique de sortie, le courant de vapeur se trouve dévié de l'angle $\alpha_1' - \alpha_1$.

On peut admettre une valeur comprise entre 2 et 4° pour l'angle $\alpha_1' - \alpha_1$. Si cet angle est plus grand, ce courant de vapeur subit des

pertes de vitesse importantes. Dans un tel cas, il vaut mieux adopter des tuyères divergentes.

Dans le calcul des couronnes de tuyères, il faut habituellement déterminer la huteur des ailettes. On peut utiliser pour cela la formule suivante:

$$l_t = \frac{G_t v_1 k}{\varepsilon \pi d c_1 \sin \alpha_1}, \qquad (6\text{-}13)$$

avec ε degré d'admission;

k coefficient d'obstruction de la couronne par les ailettes elles mêmes = 1,25 à 1,1 (ce facteur k est plus petit dans les derniers étages d'une turbine).

A la sortie des tuyères, le courant de vapeur pénètre à grande vitesse dans une couronne d'ailettes motrices, où son énergie cinétique

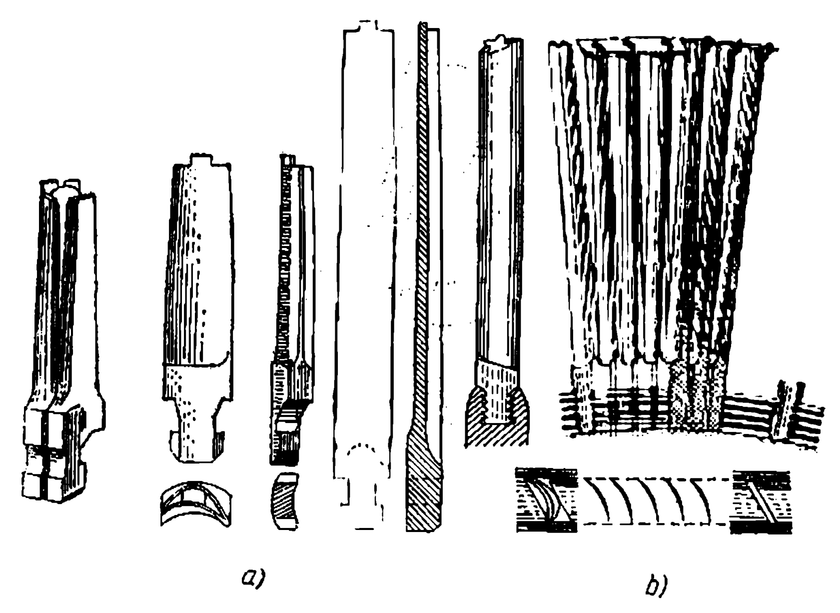


Fig. 196. Ailettes motrices de turbine:
a — turbine à action; *b* — turbine à réaction

se transforme en énergie mécanique. Dans les étages à action, la pression de la vapeur reste constante pendant le franchissement des canaux des ailettes motrices, tandis qu'elle diminue dans les étages à réaction.

On exprime le degré de réaction d'un étage par la formule suivante:

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}}, \qquad (6\text{-}14)$$

avec h_{01} chute d'enthalpie dans les tuyères fixes;

h_{02} chute d'enthalpie au cours de la détente de la vapeur dans les canaux des ailettes motrices.

On adopte un degré de réaction de 0,5. Pour obtenir une forme plus progressive de la section de passage dans les étages d'action, on tolère parfois un léger degré de réaction dans ces étages, qui est de l'ordre de 5 à 15 %.

La fig. 196 montre des ailettes des motrices de turbines à action et à réaction.

Dans les canaux des ailettes motrices, une partie de l'énergie cinétique est perdue dans la couche limite le long de ces ailettes.

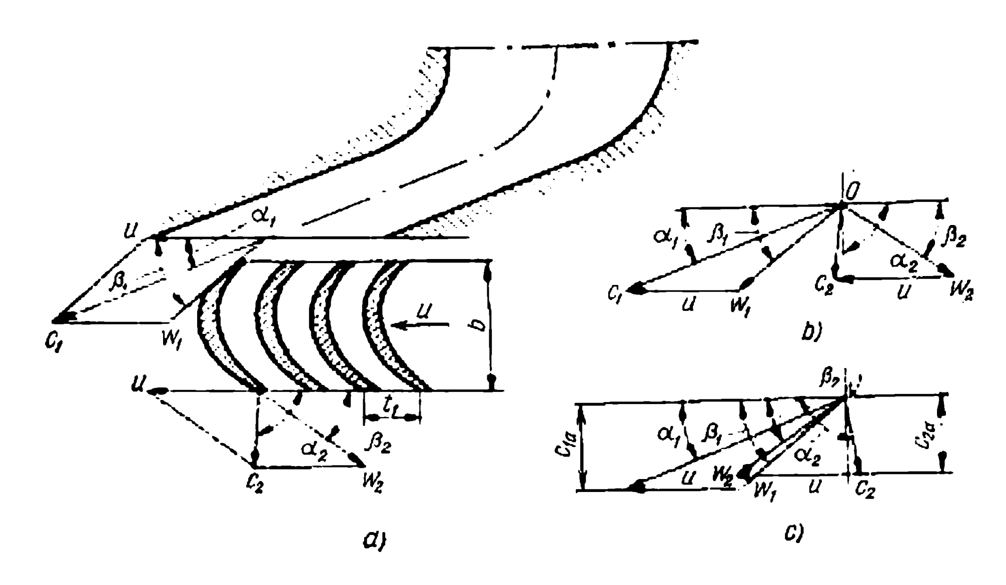


Fig. 197. Triangles des vitesses dans un étage à action:
a — triangles tracés séparément sur les faces d'entrée et de sortie des canaux des ailettes motrices; *b* et *c* — triangles superposés

En outre, la courbure du canal d'écoulement provoque des pertes supplémentaires par turbulence, en particulier au pied et au sommet des ailettes motrices.

Les ailettes motrices, les disques qui les supportent et l'arbre de la turbine tournent. Il faut donc déterminer la vitesse d'entrée relative de la vapeur dans les canaux compris entre ces ailettes, et de même la vitesse relative de sortie hors de ces canaux. Dans ce but, on construit les triangles des vitesses d'entrée et de sortie pour des canaux d'ailettes motrices d'un étage à action (fig. 197) et d'un étage à réaction (fig. 198). Pour cela, ayant adopté une certaine échelle, on trace le vecteur vitesse c_1 qui fait un angle α_1 (angle d'entrée de la vapeur dans la couronne des ailettes motrices) avec le plan transversal. A partir de l'extrémité du vecteur c_1, on porte le vecteur vitesse circonférentielle u, puis on trace le vecteur qui ferme le triangle des vitesses. Ce dernier représente la vitesse relative w_1 d'entrée de la vapeur dans les canaux des ailettes motrices. S'il s'agit d'un étage à action, la vitesse relative de sortie w_2 est

théoriquement égale à la vitesse relative d'entrée w_1. Si l'on ajoute le vecteur vitesse circonférentielle u à la vitesse relative de sortie w_2 orientée suivant le bord de fuite du profil d'ailette, et si l'on ferme le triangle des vitesses, on obtient ainsi le vecteur de la vitesse absolue c_2, c'est-à-dire de la vitesse absolue avec laquelle la vapeur sort de la couronne des ailettes motrices. On a ainsi construit les triangles des vitesses d'entrée et de sortie de la vapeur. Ce travail nous donne l'angle β_1 qui détermine l'orientation de la vitesse relative d'entrée, l'angle β_2 qui détermine la vitesse relative de sortie et l'angle α_2 qui détermine la vitesse absolue de sortie. L'angle α_2

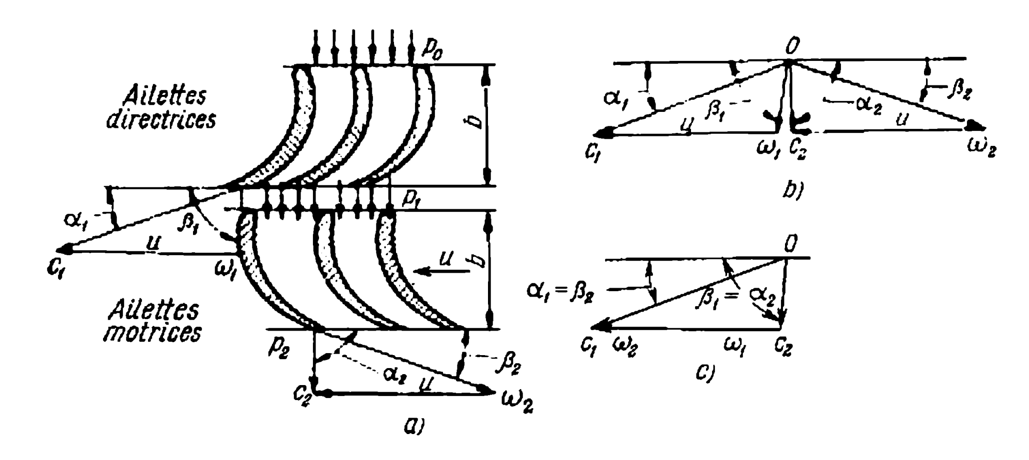


Fig. 198. Triangles des vitesses dans un étage à réaction : *a* — tracés séparément sur les bords d'entrée et de sortie des ailettes motrices ; *b* et *c* — triangles superposés

est également l'angle d'entrée de la vapeur dans l'étage suivant de la turbine, si la turbine est à plusieurs étages.

Dans un étage à action, la vitesse relative réelle de sortie w_2 est inférieure à la vitesse relative d'entrée w_1, sous l'effet des pertes que nous avons indiquées plus haut :

$$w_2 = \psi w_1. \quad (6\text{-}15)$$

Dans cette égalité ψ facteur des pertes de vitesse dans les canaux des ailettes motrices.

On détermine ce facteur d'après des résultats expérimentaux. On peut utiliser en particulier des graphiques correspondant à des vitesses de 500 m/s (fig. 199). Aux vitesses supérieures ou inférieures à cette valeur, il faut appliquer un facteur de correction k. Sur la fig. 199, la courbe inférieure détermine le facteur de pertes des turbines à action à petit nombre d'étages, la courbe intermédiaire correspond aux turbines à action à nombreux étages, et la courbe supérieure correspond aux turbines à réaction.

En unités thermiques, on calcule les pertes dans les ailettes motrices par la relation suivante:

$$h_a = A\left(\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}\right) = A\left(\frac{w_1^2}{2} - \frac{\psi^2 w_1^2}{2}\right) =$$
$$= A\frac{w_1^2}{2}(1-\psi^2) = A\frac{w_1^2}{2}\xi_a, \qquad (6\text{-}16)$$

avec ξ_a facteur de pertes d'énergie dans les ailettes motrices.

Dans un étage à réaction, la vitesse w_2 est supérieure à la vitesse w_1 par suite de la détente supplémentaire, qui se produit dans les couronnes des ailettes motrices.

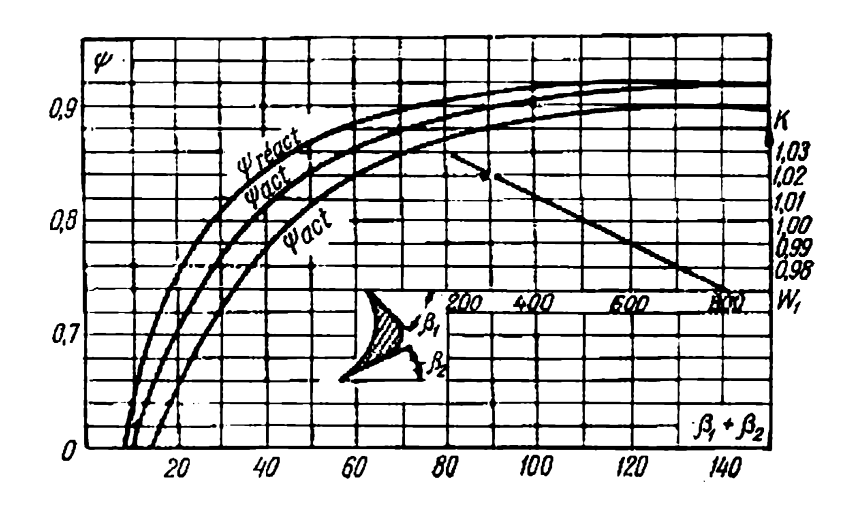


Fig. 199. Graphique de calcul du facteur de perte de vitesse dans les ailettes motrices

On calcule la valeur théorique de la vitesse relative de sortie w_{2t} par la formule suivante:

$$w_{2t} = 91{,}5\sqrt{h_{02} + A\frac{w_1^2}{2}} = 91{,}5\sqrt{\rho H + A\frac{w_1^2}{2}}. \qquad (6\text{-}17)$$

La valeur réelle de cette vitesse est la suivante:

$$w_2 = \psi w_{2t}. \qquad (6\text{-}18)$$

Pertes dans les ailettes motrices d'un étage à réaction:

$$h'_a = A\left(\frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}\right) = A\left(\frac{w_2^2}{\psi^2 2} - \frac{w_2^2}{2}\right) = A\frac{w_2^2}{2}\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) = A\frac{w_2^2}{2}\xi'_a \qquad (6\text{-}19)$$

avec $\xi'_a = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)$ facteur de pertes d'énergie dans les ailettes motrices.

En appliquant l'équation de la variation de la quantité de mouvement au courant de vapeur, on peut calculer les efforts qui agissent sur les ailettes motrices :

$$P_u = G(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2) = G(w_1 \cos\beta_1 + w_2 \cos\beta_2). \qquad (6\text{-}20)$$

Le travail effectué par ces forces sur les ailettes motrices a donc pour valeur, en joules :

$$L = P_u u = G(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2)\, u = G(w_1 \cos\beta_1 + w_2 \cos\beta_2)\, u \qquad (6\text{-}21)$$

ou sous forme de puissance puisque G est le débit masse par seconde :

$$N = Gu(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2)\cdot 10^{-3} \text{ kW}. \qquad (6\text{-}22)$$

Si l'on calcule $c_1 \cos\alpha_1$ et $c_2 \cos\alpha_2$ en partant des triangles des vitesses, on obtient après quelques transformations simples :

$$N = \frac{G}{2}(c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2)\cdot 10^{-3}. \qquad (6\text{-}23)$$

On détermine les courbes des profils des ailettes motrices à l'aide des angles β_1 et β_2, du rayon de courbure de la face intérieure et enfin de l'épaisseur d'ailette, que l'on choisit d'après la résistance mécanique nécessaire.

La largeur d'une ailette motrice dépend de sa hauteur, elle est habituellement égale au dixième de la hauteur, mais jamais inférieure à 20 mm. Le rayon de courbure du profil intérieur d'ailette est à peu près égal à 0,6 fois la largeur du profil. Sur les disques du rotor, les ailettes motrices sont séparées par un espacement qui est à peu près le suivant :

$$t_a = \frac{r}{2 \sin\beta_1}, \qquad (6\text{-}24)$$

avec t_a espacement, c'est-à-dire distance séparant les bords d'entrée de deux ailettes voisines ;
r rayon de courbure de la face concave d'ailette ;
β_1 angle d'entrée du profil d'ailette.

Hauteur d'entrée d'une ailette motrice :

$$l'_a = \frac{Gv_1 k}{\varepsilon\pi d c_1 \sin\alpha_1}. \qquad (6\text{-}25)$$

Hauteur de sortie :

$$l''_a = \frac{Gv_2 k}{\varepsilon\pi d c_2 \sin\alpha_2}. \qquad (6\text{-}26)$$

Ces formules montrent que la hauteur de sortie est supérieure à la hauteur d'entrée. On donne parfois à ces deux hauteurs des valeurs égales pour simplifier la fabrication. Dans ce cas, les pertes sur les ailettes augmentent quelque peu.

Le courant de vapeur qui traverse une couronne d'ailettes motrices produit non seulement un effort circonférentiel qui est l'effort moteur, mais aussi un effort axial supplémentaire. Pour déterminer cet effort axial, il faut écrire l'équation pour l'augmentation de la quantité du mouvement du courant de vapeur en direction axiale :

$$P_a = G(c_1 \sin\alpha_1 - c_2 \sin\alpha_2) + F_a(p' - p'') =$$
$$= G(w_1 \sin\beta_1 - w_2 \sin\beta_2) + F_a(p' - p''), \qquad (6\text{-}27)$$

avec F_a surface visible des canaux des ailettes ;
p' pression de vapeur à l'entrée ;
p'' pression de vapeur à la sortie.

Les efforts axiaux ont une valeur considérable dans les turbines à réaction. Pour empêcher le rotor de se déplacer axialement, on emploie des dispositifs spéciaux qui sont des paliers de butée ou des disques de décharge fixés sur l'arbre de la turbine.

§ 3. Pertes de chaleur et rendement d'étage

A l'entrée dans les tuyères de la turbine, la pression de la vapeur est un peu inférieure à la pression de sortie de la chaudière, par suite des pertes de charge dans les tuyauteries et dans les organes distributeurs.

On a calculé précédemment les pertes dans les tuyères et dans les ailettes motrices. Si l'on reporte ces pertes sur l'adiabatique partant du point A_1, nous obtenons le point B_1 sur l'isobare de la pression finale p_2 dans un diagramme *is* (fig. 200). Ce point B_1 caractérise l'état de la vapeur à la sortie des bords des ailettes motrices.

Fig. 200. Représentation graphique du travail de la vapeur dans un étage à action, dans un diagramme *is*

Dans une turbine à un seul étage, la vitesse de la vapeur à la sortie des ailettes motrices n'est plus utilisée et par suite constitue elle-même une perte :

$$h_s = A\frac{c_2^2}{2}\ \text{kcal/kg}. \qquad (6\text{-}28)$$

Si dans le diagramme *is*, on ajoute cette perte d'évacuation aux pertes dans les tuyères et dans les ailettes motrices, on obtient le point C et par suite le point C_1 sur l'isobare de la pression finale.

Dans les turbines à action, il faut encore tenir compte des pertes par frottement de la vapeur sur la surface du disque et des pertes de ventilation par la vapeur dans les canaux des ailettes motrices, quand l'admission est partielle.

On peut calculer les pertes de frottement et de ventilation par la formule suivante de A. Stodola:

$$N_{fv} = \lambda u^3 \gamma [1{,}07 d^2 - 0{,}61 z (1 - \varepsilon) d l^{1{,}5}]\ g \cdot 10^{-6} \text{kW}, \qquad (6\text{-}29)$$

avec λ = 1,5 à 1,3 pour la vapeur saturée et 1,2 à 1,0 pour la vapeur surchauffée;
d diamètre du disque limité à la mi-hauteur des ailettes, en m;
z nombre d'étages de vitesse sur le disque;
l hauteur d'ailette, en cm;
u vitesse circonférentielle, en m/s;
γ masse spécifique de la vapeur dans laquelle le disque tourne, en kg/m³.

Dans les turbines à réaction, qui sont toujours à admission totale, cette perte est assez faible pour qu'on puisse la négliger.

Pertes par frottement et ventilation, en unités de chaleur:

$$h_{fv} = \frac{N_{fv}}{4{,}18 G} \text{ kcal/kg}. \qquad (6\text{-}30)$$

Si l'on représente le travail de la vapeur dans un diagramme *is*, on porte également cette perte vers le haut jusqu'au point D. Sur l'isobare, on obtient ainsi le point D_1.

Les étages à réaction subissent des pertes du fait des fuites de vapeur dans les jeux radiaux compris entre les ailettes directrices ou fixes et le rotor, et entre les ailettes mobiles ou motrices et l'enveloppe de la turbine.

On recommande de calculer les pertes par fuites de vapeur par la formule expérimentale suivante d'Anderhoob:

$$h_f = 1{,}72 \frac{\delta_r^{1{,}4}}{l} H_t \text{ kcal/kg}, \qquad (6\text{-}31)$$

avec δ_r jeu radial, en mm;
l hauteur d'ailette, en mm;
H_t chute d'enthalpie dans l'étage, en kcal/kg.

On reporte cette perte sur le diagramme *is* quand on calcule un étage à réaction.

Dans un calcul plus exact de turbine, il faut tenir compte encore des pertes par fuites de vapeur dans les dispositifs d'étanchéité en labyrinthe, des pertes à la sortie de la turbine, des pertes de chaleur par rayonnement thermique, et enfin des pertes qui peuvent résulter de l'humidité de la vapeur dans un étage.

Il faut tenir compte enfin des pertes mécaniques dans la turbine. Ces pertes comprennent les pertes par frottement entre l'arbre et les paliers, et la perte d'énergie dans toutes les pompes auxiliaires (pompes de graissage, de circulation, d'eau condensée) et dans les organes de réglage. Si l'on représente les pertes mécaniques par N_m (en unités mécaniques), leur valeur en unités thermiques est la suivante :

$$h_m = \frac{N_m}{4,18G} .$$

Les pertes mécaniques sont des pertes extérieures et par suite n'interviennent pas dans l'étude du cycle dans un diagramme *is*.

En tenant compte de toutes les pertes précédentes, on peut comparer les rendements de plusieurs turbines.

Dans une installation parfaite, c'est-à-dire en l'absence de toute perte, le rendement thermique d'une turbine est le rapport de la chute adiabatique d'enthalpie à la quantité de chaleur fournie par la chaudière à la vapeur :

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_{2t}}{i_0 - q_{ca}} . \qquad (6\text{-}32)$$

Ce rendement est parfois appelé le rendement thermique absolu.

Si l'on tient compte seulement des pertes dans les tuyères ou ailettes fixes, dans les ailettes motrices et à l'évacuation, si l'on défalque ces pertes de la chute d'enthalpie disponible, et si l'on divise le résultat par la chute d'enthalpie disponible (chaleur disponible), on obtient le rendement d'ailette relatif ou rendement sur la jante du disque :

$$\eta_a = \frac{H_t - h_t - h_a - h_s}{H_t} . \qquad (6\text{-}33)$$

Dans le diagramme *is* (fig. 200), on a :

$$\eta_a = \frac{AC}{AA_{1t}} . \qquad (6\text{-}34)$$

Si l'on tient compte également des pertes par frottement et ventilation interne, ce rendement devient le rendement relatif interne. Dans le diagramme *is* de la fig. 200, on a :

$$\eta_i = \frac{H_t - h_t - h_a - h_s - h_{fv}}{H_t} \quad \text{ou} \qquad (6\text{-}35)$$

$$\eta_i = \frac{AD}{AA_{1t}} . \qquad (6\text{-}36)$$

Connaissant ce rendement, on peut calculer la puissance interne d'étage en partant de la chute d'enthalpie disponible et de la consommation de vapeur :

$$N_i = 4,18 G H_t \eta_i \text{ kW}. \qquad (6\text{-}37)$$

La puissance utile, ou puissance effective de la turbine, est égale à la puissance interne moins la puissance absorbée par les pertes mécaniques:

$$N_e = N_i - N_m. \tag{6-38}$$

Le rapport

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \tag{6-39}$$

est appelé le rendement mécanique. Il peut atteindre 0,96 à 0,995. Les turbines de grande puissance ont les rendements les plus élevés.

En tenant compte de toutes les pertes intérieures et extérieures, on obtient le rendement relatif effectif:

$$\eta_{re} = \frac{H_t - h_t - h_a - h_s - h_{fv} - h_m}{H_t}. \tag{6-40}$$

Le rendement effectif absolu est le rapport de la chute d'enthalpie consommée utilement dans la turbine à l'enthalpie totale de la vapeur d'admission moins l'enthalpie contenue dans l'eau d'alimentation à l'entrée dans la chaudière:

$$\eta_e = \frac{H_t - h_t - h_a - h_s - h_{fv} - h_m}{i_0 - q_{ea}}. \tag{6-41}$$

En comparant les divers rendements précédents, on peut écrire:

$$\eta_e = \eta_i \eta_t = \eta_j \eta_m \eta_t. \tag{6-42}$$

Le rapport de la puissance de la génératrice électrique entraînée par la turbine à la puissance effective de la turbine est le rendement de la génératrice électrique:

$$\eta_g = \frac{N_g}{N_e}. \tag{6-43}$$

Le rendement électrique absolu du groupe turbo-générateur a pour valeur:

$$\eta_{él} = \eta_e \eta_g = \eta_j \eta_m \eta_g \eta_t. \tag{6-44}$$

A l'aide de l'expression de la puissance du groupe turbo-générateur

$$N_g = \frac{G_h 4,18}{3\,600} H_t \eta_{re} \eta_g \text{ kW}, \tag{6-45}$$

on peut calculer la consommation horaire de vapeur de ce groupe:

$$G_h = 860 \frac{N_g}{H_t \eta_{re} \eta_g} \text{ kg/h}. \tag{6-46}$$

Pour calculer la section de passage de la turbine, il faut connaître le débit de vapeur par seconde:

$$G_s = \frac{860 N_g}{3\,600 H_t \eta_{re} \eta_g} \text{ kg/s}.$$

La consommation spécifique de vapeur (par kWh) a pour valeur:

$$d_h = \frac{G_h}{N_g} = \frac{860}{H_t \eta_{re} \eta_g} \text{ kg/kWh.} \qquad (6\text{-}47)$$

La consommation spécifique de chaleur par kWh a de même pour valeur:

$$q_h = d_h (i_0 - i_c) = 860 \frac{i_0 - i_c}{H_t \eta_{re} \eta_g} \text{ kcal/kWh,} \qquad (6\text{-}48)$$

avec i_c enthalpie de la vapeur à l'entrée du condenseur ou à la sortie de la turbine.

Dans les turbines à vapeur modernes de grande puissance, qui utilisent de la vapeur à 140-170 bars et à 565 °C, la consommation spécifique de chaleur est voisine de 2 000 kcal/kWh.

§ 4. Calcul thermique des turbines

Turbine à action à un seul étage. Les données nécessaires au calcul d'une turbine à vapeur sont les suivantes: puissance, pression et température de vapeur à l'admission, pression de la vapeur à la sortie de la turbine, vitesse de rotation (tours/mn), nombre et caractéristiques des soutirages de vapeur (entre étages). A l'aide de ces données, on calcule les dimensions de la partie active, hauteur des ailettes directrices et motrices, débit de vapeur, rendement de la turbine.

On fait ce calcul sur un diagramme *is* (fig. 200), sur lequel on indique le point initial du cycle, qui est le point d'intersection de l'isobare p_1 et de l'isotherme t_1. On trace ensuite l'adiabatique verticale jusqu'à son point d'intersection avec l'isobare de la pression d'évacuation p_2. S'il s'agit d'une turbine à action à un seul étage, la chute d'enthalpie obtenue $AA_{1t} = H_t$ est transformée en énergie cinétique dans une couronne de tuyères. Ensuite, par un procédé déjà connu, on détermine les pertes thermiques dans les tuyères. On reporte ces pertes verticalement sur l'adiabatique. La droite AA_1 est la courbe polytropique de la vapeur dans les tuyères. Ensuite, comme indiqué sur fig. 200, on détermine les pertes dans les ailettes motrices, et on reporte ces pertes en remontant sur l'adiabatique. Le point obtenu B_1 représente l'état de la vapeur à la sortie des ailettes motrices.

A l'aide de la chute d'enthalpie, on peut calculer la vitesse c_1 de la vapeur à la sortie des tuyères. Ensuite, il faut tracer les triangles des vitesses de la vapeur à l'entrée et à la sortie des canaux des ailettes motrices. A l'aide de ces triangles des vitesses et de la valeur trouvée plus haut pour le rendement relatif d'ailette, on peut mettre ce

dernier rendement sous la forme suivante, qui est plus commode:

$$\eta_a = 2\varphi_t^2 \left(1 + \varphi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1} . \qquad (6\text{-}49)$$

La relation (6-49) montre que le rendement dépend fortement du rapport de la vitesse circonférentielle u à la vitesse de vapeur c_1. On peut obtenir la valeur optimale de ce rendement, en écrivant que sa dérivée première est égale à 0:

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2} . \qquad (6\text{-}50)$$

La fig. 201 représente la variation du rendement d'ailettes en fonction du rapport u/c_1.

Pour obtenir le rendement interne relatif, il faut encore tenir compte des pertes par frottement et ventilation. La formule suivante

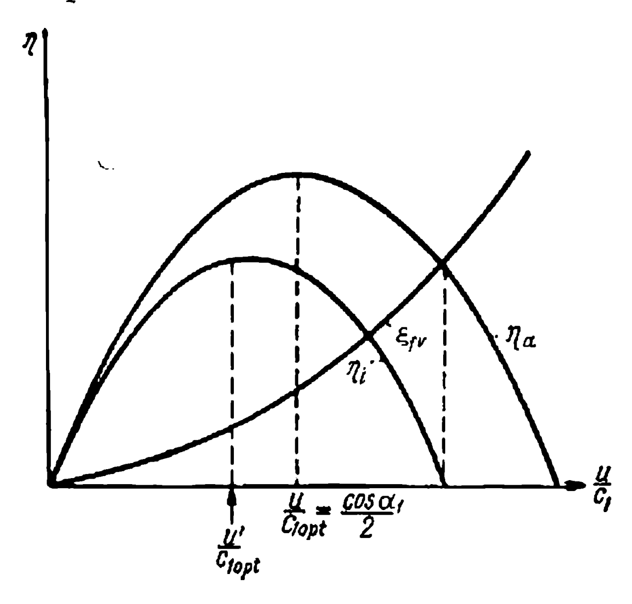


Fig. 201. Les courbes η_i et η_a correspondant à un étage d'action

donne le facteur ξ_{fv} des pertes d'énergie par frottement et ventilation

$$\xi_{fv} = \frac{N_{fv} 2\varphi_t^2}{G c_1^2} . \qquad (6\text{-}51)$$

On peut donc écrire:

$$\eta_i = \eta_a - \xi_{fv} . \qquad (6\text{-}52)$$

La fig. 201 représente la variation de η_i en fonction de u/c_1. D'après le maximum de η_i, on choisit la valeur optimale du rapport u/c_1. On peut alors déterminer la vitesse circonférentielle u, dont la connaissance est nécessaire pour tracer les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la couronne des ailettes motrices.

A l'aide de ces triangles de vitesses, on détermine les vitesses relatives d'entrée et de sortie de la vapeur, la vitesse absolue de sortie, et les angles qui déterminent l'orientation de ces vitesses.

On calcule le débit de vapeur comme suit:

$$G=\frac{860N_e}{3\,600H_t\eta_{re}}\ \text{kg/s}. \tag{6-53}$$

Dans les turbines à un seul étage, on peut adopter un rendement effectif relatif compris entre 0,4 et 0,5. On calcule la hauteur des ailettes fixes et des ailettes mobiles par les formules indiquées plus haut.

On calcule le diamètre d'étage par la relation:

$$d=\frac{60u}{\pi n}\ \text{m}, \tag{6-54}$$

avec u vitesse circonférentielle, en m/s;

n vitesse de rotation, en tours/mn.

Il faut ensuite déterminer la perte par énergie cinétique de la vapeur à la sortie, par frottement et ventilation et reporter ces pertes sur le diagramme *is*. Le point D_1 de la fig. 200 représente l'état de la vapeur à la sortie de la turbine. Si l'on projette ce point sur l'adiabatique en D le rapport

$$\eta_i=\frac{AD}{AA_{1t}} \tag{6-55}$$

est le rendement interne relatif de l'étage d'après le projet. A l'aide de ce rendement η_i il faut obtenir une valeur plus précise du débit de vapeur et, si c'est nécessaire, recalculer les hauteurs des ailettes fixes et des ailettes mobiles. On calcule les dimensions du col d'échappement par la formule suivante:

$$F_n=\frac{Gv_3}{c_3}\ \text{m}^2, \tag{6-56}$$

avec v^3 volume massique de la vapeur au point D_1 du diagramme *is*;

c_3 vitesse d'échappement, pour laquelle on adopte une valeur inférieure à 100 m/s dans les turbines de petite puissance.

Turbines à étages de vitesse. Les pertes par énergie cinétique résiduelle à la sortie des ailettes motrices sont habituellement extrêmement élevées dans les turbines à action à un seul étage. Pour réduire ces pertes, il faut employer un étage de turbine comportant deux couronnes d'ailettes motrices, c'est-à-dire une turbine à deux étages de vitesse et plus rarement à trois étages.

La fig. 202 montre une turbine d'action de petite puissance à deux étages de vitesse. De même que dans une turbine ordinaire à un seul étage, la vapeur se détend ici dans une couronne de canaux qui constituent des tuyères. Ensuite, la vapeur entre dans la pre-

mière couronne d'ailettes motrices, où sa vitesse diminue depuis c_1 jusqu'à c_2 en produisant un certain effort moteur. Après cette première couronne d'ailettes motrices, la vapeur passe dans des

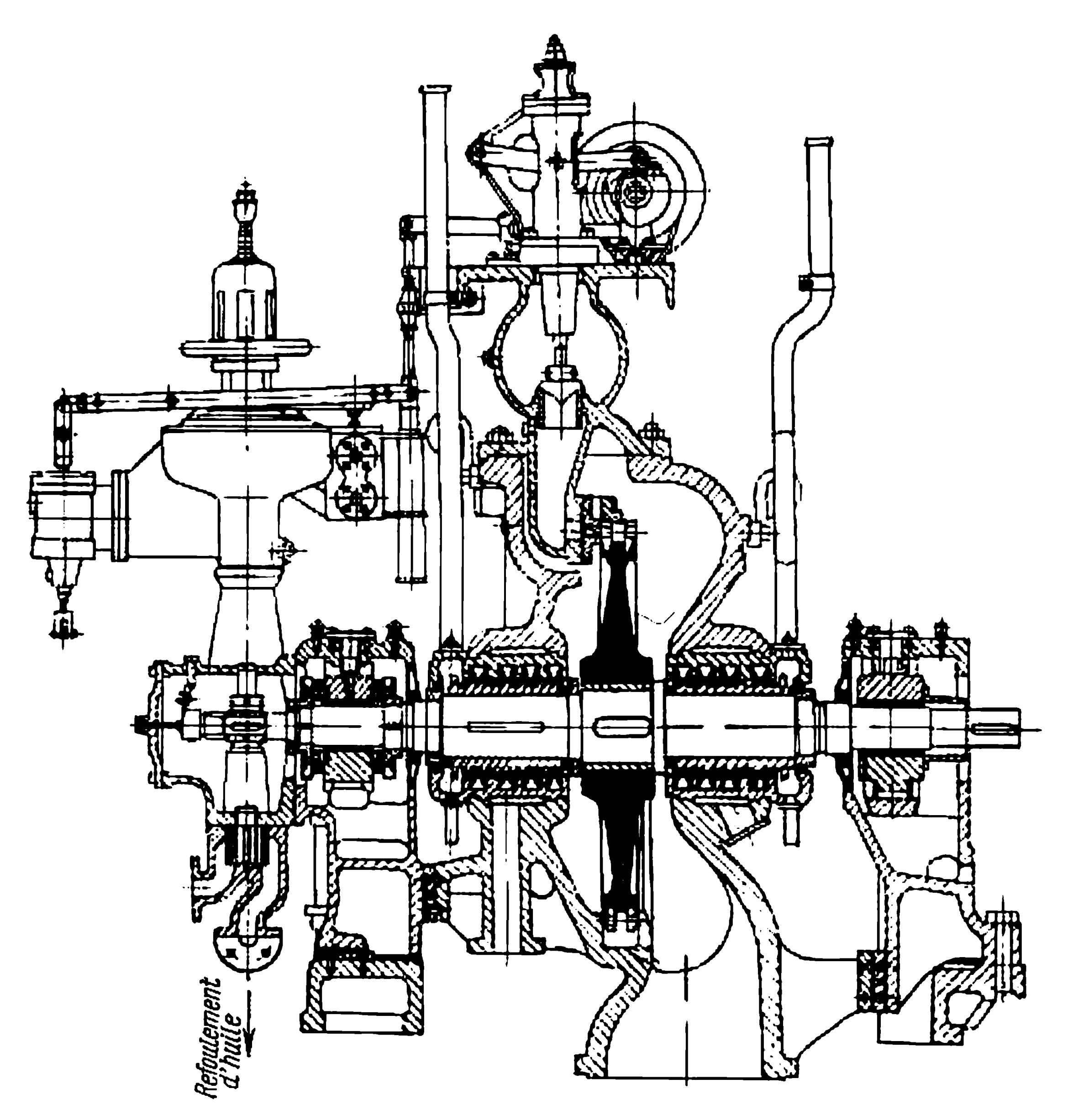


Fig. 202. Turbine à action à deux étages de vitesses

canaux directeurs fixes, où elle change de direction, puis elle entre avec la vitesse c_1' dans les canaux de la deuxième couronne d'ailettes motrices, où elle produit un effort moteur supplémentaire.

La vapeur sort de la deuxième couronne d'ailettes motrices avec la vitesse c_2'.

La fig. 203 représente le cycle d'une turbine à deux étages de vitesse sur un diagramme *is*, et la fig. 204 est une coupe à travers la partie active de la turbine, complétée par les triangles des vitesses du premier et du deuxième étage de la turbine.

La vitesse suivante:

$$c_1' = \psi_d c_2 \tag{6-57}$$

est la vitesse de la vapeur à la sortie de l'appareil directeur intermédiaire, constitué par une couronne d'ailettes fixes ayant un profil convenable.

On peut adopter le coefficient de perte de vitesse voisin du coefficient φ_t.

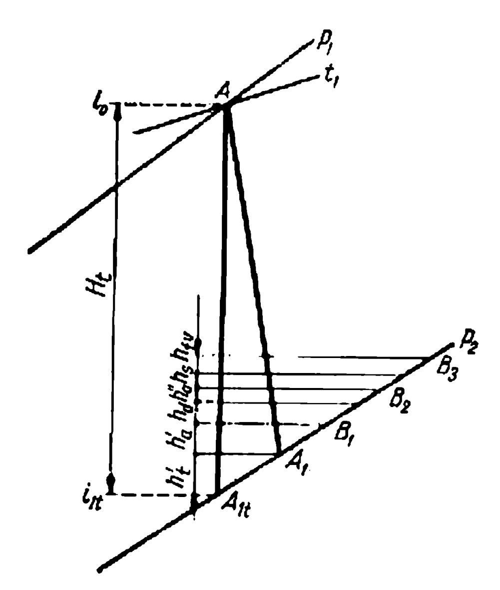


Fig. 203. Cycle thermique d'une turbine à action à deux étages de vitesse dans un diagramme *is*

Le travail fourni par 1 kg de vapeur dans la première couronne d'ailettes motrices a pour valeur:

$$L_1 = u\,(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \tag{6-58}$$

Le travail correspondant à la deuxième couronne est de même:

$$L_2 = u\,(c_1' \cos \alpha_1' + c_2' \cos \alpha_2'). \tag{6-59}$$

Si l'on admet les relations suivantes entre les angles des triangles de vitesse:

$$\beta_1 = \beta_2, \quad \alpha_1' = \alpha_2 \quad \text{et} \quad \beta_1' = \beta_2'$$

et si l'on admet également qu'il n'y a pas de pertes dans les ailettes fixes et motrices, le rendement relatif d'ailette de cette turbine est

le suivant:

$$\eta_u = 4\varphi_l^2 \left(2\cos\alpha_1 - 4\frac{u}{c_1}\right)\frac{u}{c_1}. \qquad (6\text{-}60)$$

A l'aide de cette formule, on obtient le rapport optimal des vitesses:

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt} = \frac{\cos\alpha_1}{2z}, \qquad (6\text{-}61)$$

avec z nombre des étages de vitesse.

On voit donc que, dans les turbines à plusieurs étages de vitesse, le rapport u/c_1 est beaucoup plus faible que dans une turbine à un

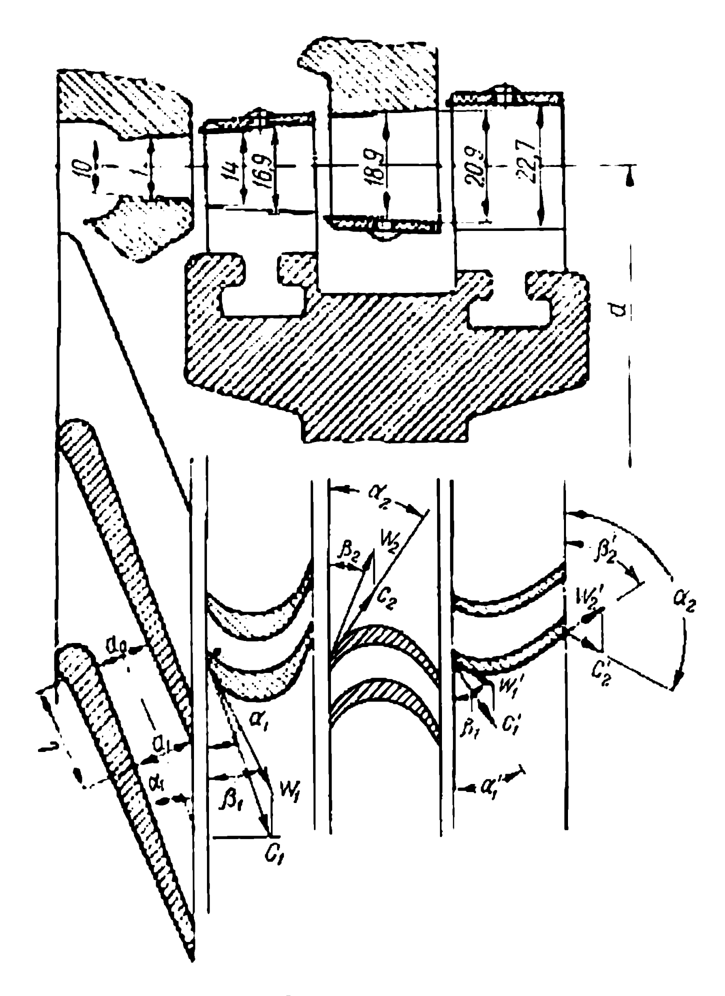


Fig. 204. Coupe schématique de la partie active d'une turbine à deux étages de vitesse; triangles des vitesses correspondants

seul étage. Cela permet d'utiliser des chutes d'enthalpie beaucoup plus grandes dans les turbines à plusieurs étages de vitesse et d'obtenir un rendement plus élevé.

Le disque à deux étages de vitesse est employé très souvent comme premier étage de réglage dans les turbines à étages multiples. Dans ces turbines à plusieurs étages de vitesse, on détermine les pertes dans la partie active, on trace le cycle dans le diagramme *is*, et l'on détermine les hauteurs des ailettes fixes et des ailettes motrices par les formules indiquées plus haut.

A titre de comparaison, la fig. 205 montre les courbes des rendements internes relatifs de turbines à un seul étage, à deux étages et à trois étages de vitesse.

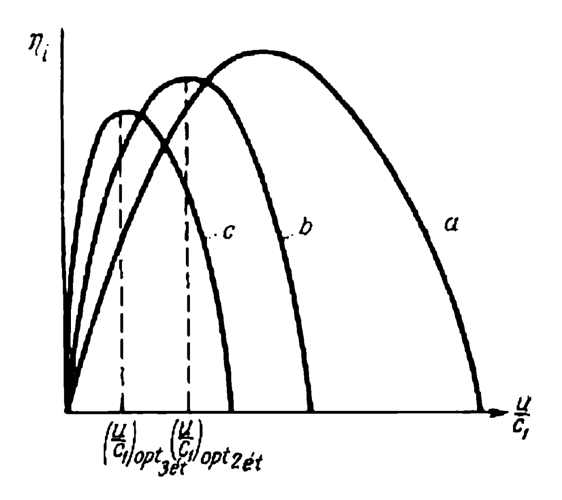


Fig. 205. Courbes du rendement η_i d'une turbine à un étage (*a*), à deux étages (*b*) et à trois étages (*c*) de vitesse

Les turbines de petite puissance qui travaillent sur une contre-pression sont souvent des turbines à plusieurs étages de vitesse. Le rendement interne relatif des turbines à plusieurs étages de vitesse atteint 0,6 à 0,7. On peut obtenir des rendements encore plus élevés de ces turbines, avec une construction très soigneuse.

Turbines à action à étages multiples. La très grande majorité des turbines modernes, même de puissance relativement faible, sont des turbines à étages multiples. Les turbines de très grande puissance, par exemple la turbine BK-100 de 100 MW ou la turbine CBK-150 de 150 MW, sont des turbines à deux corps dans le premier cas et à trois corps dans le deuxième cas. Chaque corps ou cylindre peut contenir jusqu'à 10 étages. En outre, dans les corps à basse pression, on prévoit un courant de vapeur arrivant au milieu du corps et bifurquant vers les deux extrémités. Autrement dit, tous les étages sont doublés dans une telle turbine. La turbine de ПВК-200 de l'Usine métallique de Léningrad, qui a une puissance de 200 MW, possède trois cylindres, dans lesquels les nombres d'étages respectifs sont 9, 11 et 2×4. Dans un calcul de turbine à étages multiples, il faut déterminer avant tout le nombre d'étages

et répartir la chute d'enthalpie disponible entre ces étages. Avec z étages, la chute d'enthalpie moyenne dans un étage est la suivante:

$$h_{ét} = \frac{H_t}{z} \text{ kcal/kg.} \qquad (6\text{-}62)$$

Après avoir réparti la chute d'enthalpie entre les étages, il faut calculer d'une façon détaillée chaque étage et tracer le diagramme *is* de détente de la vapeur dans chaque étage (fig. 206).

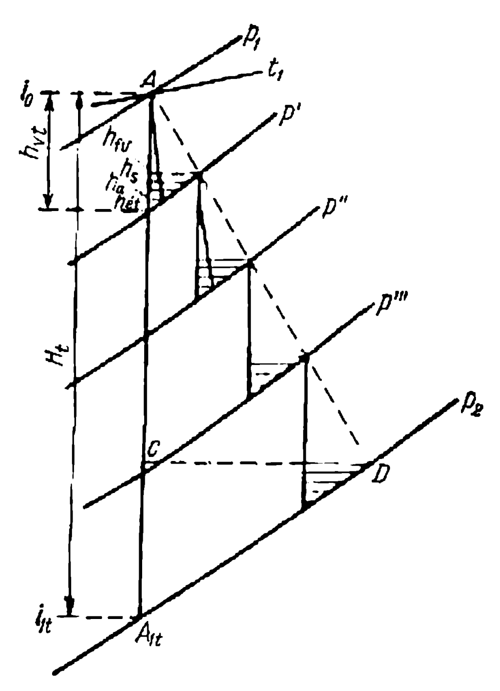


Fig. 206. Diagramme thermique *is* du fonctionnement d'une turbine à action à plusieurs étages

Dans les turbines à étages multiples, on peut utiliser complètement ou partiellement l'énergie d'évacuation de chaque étage dans l'étage suivant. Il faut pour cela que les étages soient à admission totale, et que la vapeur sorte de chaque étage sous un angle égal à l'angle d'entrée dans l'étage suivant.

Si l'on se donne le rendement interne relatif global de l'ensemble d'une turbine η_i, on peut calculer la chute d'enthalpie utilement consommée dans la turbine $H = H_t\eta_i$. Si dans un diagramme *is* nous portons sur l'adiabatique de détente le point C correspondant à la fin de la chute utile d'enthalpie (fig. 206), et si nous projetons ce point sur l'isobare de la pression d'évacuation au point D, nous pouvons tracer la courbe polytropique conventionnelle de détente AD pour l'ensemble des étages de la turbine étudiée. La somme des chutes particulières et théoriques d'enthalpie dans les divers

étages est supérieure à la chute d'enthalpie globale théoriquement disponible dans l'ensemble de la turbine:

$$\sum_{1}^{z} h_{ét} = (1+\alpha) H_t, \qquad (6\text{-}63)$$

avec α coefficient de récupération de chaleur = 0,03 à 0,06.

On voit donc que dans une turbine à étages multiples, la chute moyenne d'enthalpie dans chaque étage a pour valeur:

$$h_{ét} = \frac{(1+\alpha) H_t}{z}. \qquad (6\text{-}64)$$

On peut exprimer la chute d'enthalpie dans chaque étage par la formule suivante:

$$h_{ét} = \frac{Ac_1^2}{2\varphi_t^2} = \frac{Ac_1^2 u^2}{2\varphi_t^2 u^2} = \frac{Au^2}{2\varphi_t^2 x^2}, \qquad (6\text{-}65)$$

avec

$$x^2 = \frac{u^2}{c_1^2}.$$

Si la chute d'enthalpie est la même dans tous les étages, le total a pour valeur:

$$h_{ét} z = \frac{Au^2 z}{2\varphi_t^2 x^2} = (1+\alpha) H_t. \qquad (6\text{-}66)$$

Nous transformerons cette formule comme suit:

$$\frac{u^2 z}{(1+\alpha) H_t} = \frac{2\varphi_t^2 x^2}{A} = 8380\varphi_t^2 x^2 = y. \qquad (6\text{-}67)$$

Cette dernière grandeur est appelée la caractéristique de Parsons, d'après l'inventeur anglais des turbines à réaction, qui a proposé cette formule. Dans les turbines peu économiques (η_j = 0,7 à 0,75) le coefficient de Parsons varie entre 900 et 1 150. Dans les turbines à rendement moyen (η_j = 0,75 à 0,8), y varie de 1 150 à 1 500. Enfin, dans les turbines à rendement élevé (η_j = 0,80 à 0,85), y est compris entre 1 500 et 2 000.

S'il n'y a pas de soutirage de vapeur, la puissance de la turbine est la suivante:

$$N_g = \frac{GH_t \eta_i \eta_m \eta_g}{860} \text{ kW}. \qquad (6\text{-}68)$$

Si l'on introduit dans cette formule le débit donné par la relation de continuité dans la couronne des ailettes motrices du dernier étage, et si l'on fait quelques transformations simples, on obtient l'expression de la puissance maximale d'une turbine à un seul flux (turbine uniflux):

$$N_{g\,\max} = \frac{439\,000 u^2 \sqrt{\xi_s H_t}\, H_t \eta_i \eta_m \eta_g}{k \delta n^2 v_2}, \qquad (6\text{-}69)$$

avec : ξ_s facteur des pertes cinétiques à la sortie du dernier étage = 0,02 à 0,05 ;

$\delta = \frac{d}{l}$ rapport du diamètre moyen du dernier étage à la hauteur des ailettes de cet étage = 3 à 4 au minimum ;

v_2 volume massique de la vapeur à la sortie du dernier étage.

Pour obtenir une puissance aussi grande que possible dans une seule machine, on double les étages dans le cylindre basse pression. Dans certains cas, on prévoit dans la partie basse pression trois ou quatre flux de détente dans les derniers étages. Dans ce cas, le nombre des cylindres de la turbine augmente.

Dans les turbines de grande puissance, on peut calculer le nombre des étages en admettant qu'aucun des étages ne possède de tuyère de détente. On a alors :

$$z = \frac{\lg p_2 - \lg p_1}{\lg \nu}, \qquad (6\text{-}70)$$

avec ν rapport de la pression critique de la vapeur à la sortie de la tuyère à la pression d'entrée dans l'étage.

Dans la réalité, on recommande de majorer ce nombre d'une ou deux unités.

Dans les turbines de grande puissance, on peut obtenir une première approximation du nombre d'étages à l'aide du facteur de Parsons :

$$z = \frac{8380\varphi^2 x^2 (1+\alpha) H_t}{u_{moy}^2}, \qquad (6\text{-}71)$$

avec u_{moy} vitesse circonférentielle moyenne de l'ensemble des étages.

Pour connaître u_{moy}, il faut d'abord déterminer les diamètres du premier et du dernier étage. On peut pour cela employer la formule suivante :

$$d = \sqrt[3]{\frac{60 G v_1 k x \delta}{\varepsilon \pi \sin \alpha_1}}. \qquad (6\text{-}72)$$

Dans cette formule, on peut poser $x = 0{,}4$ à $0{,}5$ pour le premier et le dernier étage. Si le premier étage est un disque à deux étages de vitesse, on peut prendre $x = 0{,}2$ à $0{,}24$. On peut poser $\delta = l/d =$ $= 10$ à 12 pour le premier étage et 4 à 5 pour le dernier étage.

Pour la vitesse de rotation, on adopte habituellement $n =$ $= 3\,000$ tours/mn. On choisit parfois une vitesse beaucoup plus grande pour les turbines de petite puissance. Le dernier étage est toujours à admission totale $\varepsilon = 1$.

On calcule approximativement le diamètre moyen des étages de la turbine par le rapport suivant:

$$d_{moy} = \frac{d_1 + d_n}{2} . \quad (6\text{-}73)$$

On a alors:

$$u_{moy} = \frac{\pi d_{moy} n}{60} . \quad (6\text{-}74)$$

Il faut faire croître la chute d'enthalpie par étage avec le diamètre d'étage. Dans ce but, on peut employer la relation suivante:

$$h_{moy} = \frac{(1+\alpha)\, H_t d^2}{\sum_1^z d^2} . \quad (6\text{-}75)$$

Après avoir choisi le profil du diamètre de turbine depuis le premier jusqu'au dernier étage, on introduit dans cette formule successivement le diamètre de chaque étage, et l'on calcule les chutes d'enthalpie pour tous les étages. Après avoir déterminé le nombre des étages et réparti la chute d'enthalpie entre ces étages, on calcule complètement chacun d'eux, depuis le premier jusqu'au dernier, comme on l'a indiqué pour les turbines à vapeur à un seul étage. Simultanément, on trace le diagramme thermique *is* et l'on calcule le rendement de chaque étage et le rendement global de la turbine. D'après la valeur obtenue pour ce dernier rendement, on corrige le débit de vapeur et l'on calcule de nouveau les hauteurs des ailettes dans toute la partie active.

§ 5. Réglage des turbines

Les turbines à vapeur ont des régulateurs automatiques de vitesse qui peuvent être qualitatifs ou quantitatifs. Lorsque la puissance de la turbine diminue, le régulateur de vitesse et la transmission de commande des soupapes d'admission de vapeur étranglent l'arrivée de vapeur dans la turbine, si l'on est dans le premier cas. Il en résulte que la chute d'enthalpie disponible dans la turbine diminue en même temps que le débit de vapeur. Dans le deuxième cas, on admet la vapeur dans la turbine au moyen de plusieurs soupapes d'admission installées avant le premier étage.

Lorsque la charge diminue, on ferme successivement les soupapes d'admission. La pression d'admission dans la turbine ne varie pas, mais la quantité de vapeur envoyée dans la turbine diminue.

La fig. 207 montre le système le plus simple de réglage par étranglement d'admission.

Le régulateur centrifuge de vitesse *1* est relié par une transmission mécanique au tiroir de distribution d'huile *4* (au point *a*) et au servomoteur *2* (au point *b*).

Si la charge de la turbine diminue, la vitesse commence à augmenter. Les masselottes du régulateur s'écartent, ce qui a pour effet de relever le manchon *M* ainsi que la barre de transmission *M-b*. Le tiroir *4* s'élève, et l'huile qui arrive dans le tiroir par la conduite

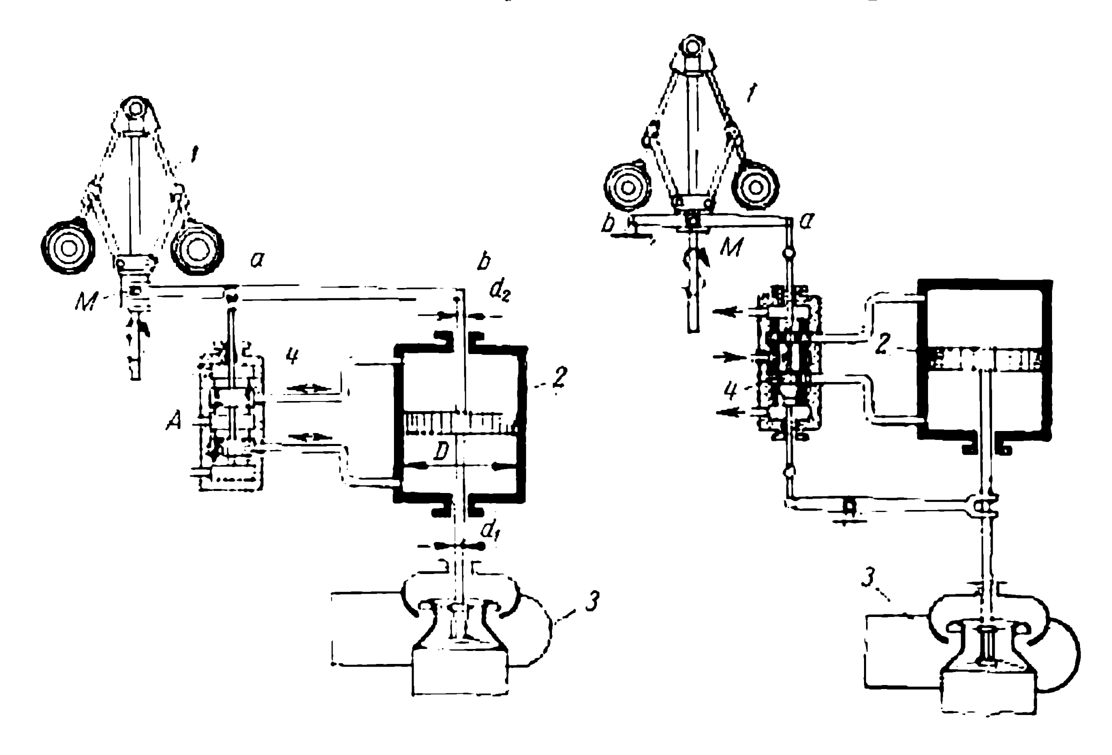


Fig. 207. Schéma d'un réglage de puissance de turbine par étranglement : *1* — régulateur centrifuge ; *2* — servomoteur ; *3* — soupape d'étranglement ; *4* — tiroir distributeur du servomoteur

A est envoyée sous pression dans le compartiment *2* du servomoteur. La pression d'huile agissant sur le piston du servomoteur fait descendre celui-ci et réduit l'ouverture de la soupape d'admission. L'étranglement l'ouverture fait décroître la chute d'enthalpie disponible ainsi que le débit de vapeur envoyé dans la turbine, jusqu'à ce que l'équilibre se rétablisse entre la nouvelle puissance de la turbine et le débit de vapeur.

Les turbines à réglage quantitatif utilisent des régulateurs à servomoteurs rotatifs (fig. 208). Quand la charge de la turbine diminue, le régulateur centrifuge *2* déplace de bas en haut le tiroir distributeur *14*. Sous la pression de la conduite *13*, l'huile pénètre dans le compartiment *4* du servomoteur. Cette pression fait tourner d'un certain angle l'arbre *10* qui porte des cames. Celui-ci par

l'intermédiaire d'un système de leviers *8* commence à refermer progressivement la soupape d'admission *5*. On a représenté seulement une soupape sur ce schéma, mais en réalité le nombre de soupapes varie de 4 à 9. L'arbre qui porte les cames, ou arbre distributeur, porte également une came agissant sur un levier de réaction, qui donne au système une grande précision de fonctionnement.

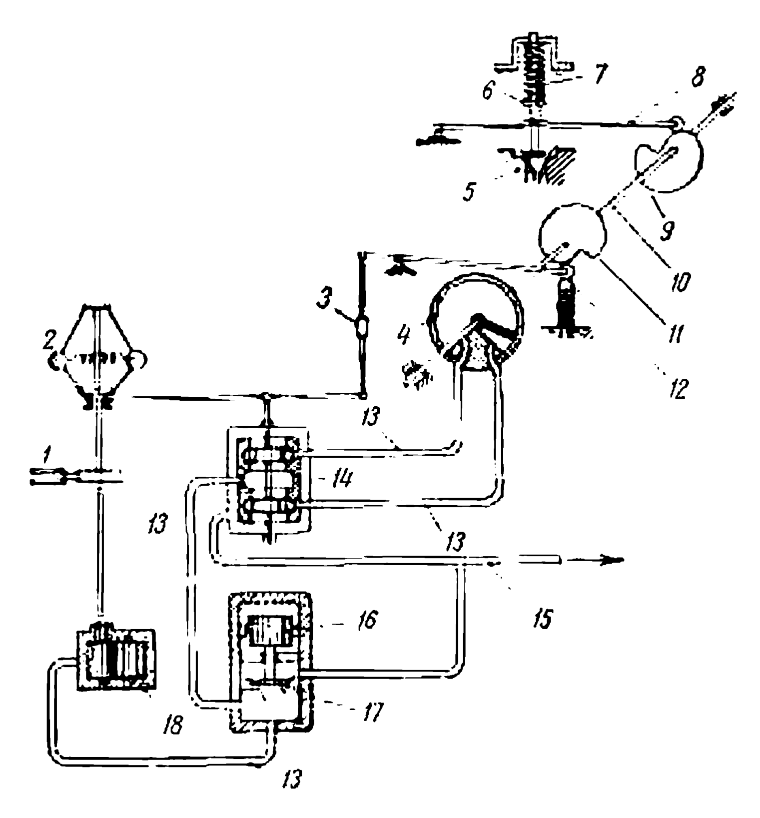


Fig. 208. Schéma d'un régulateur quantitatif à servomoteur rotatif :

1 — arbre de turbine ; *2* — régulateur centrifuge ; *3* — écrou de réglage de la longueur de la transmission ; *4* — servomoteur ; *5* — soupape ; *6* — écrou de réglage du ressort ; *7* — soupape de groupe ; *8* — levier ; *9* — came ; *10* — arbre de réglage ; *11* — came ; *12* — galet de pression ; *13* — tuyauterie d'huile ; *14* — tiroir distributeur ; 15 — tuyauterie d'huile allant au palier ; *16* — masse d'inertie ; *17* — soupape de distribution d'huile ; *18* — pompe à huile principale

On emploie parfois des régulateurs dans lesquels la transmission mécanique est remplacée par une liaison hydraulique à l'aide d'une huile hydraulique (fig. 209). Dans un tel système de réglage quantitatif, la pompe à huile *1* envoie de l'huile sous pression sous le piston du servomoteur *6*. La pression produite par l'huile contre le piston est équilibrée par un ressort *7*. A partir du conduit *5* l'huile est envoyée partiellement à l'organe d'étranglement *4* du régulateur. Quand la charge de la turbine diminue, le régulateur centrifuge *2* augmente l'ouverture de l'organe d'étranglement *4*. Il en résulte que la quantité d'huile qui va dans le collecteur *9*

par le conduit *3* augmente, et que la pression diminue dans le conduit d'huile *5*. Il en résulte aussi que sous l'action du ressort *7* du servomoteur, la soupape d'admission *8* se ferme progressivement. Dans certains systèmes de réglage, qu'on appelle des réglages hydrodynamiques, le régulateur centrifuge est remplacé par une pompe

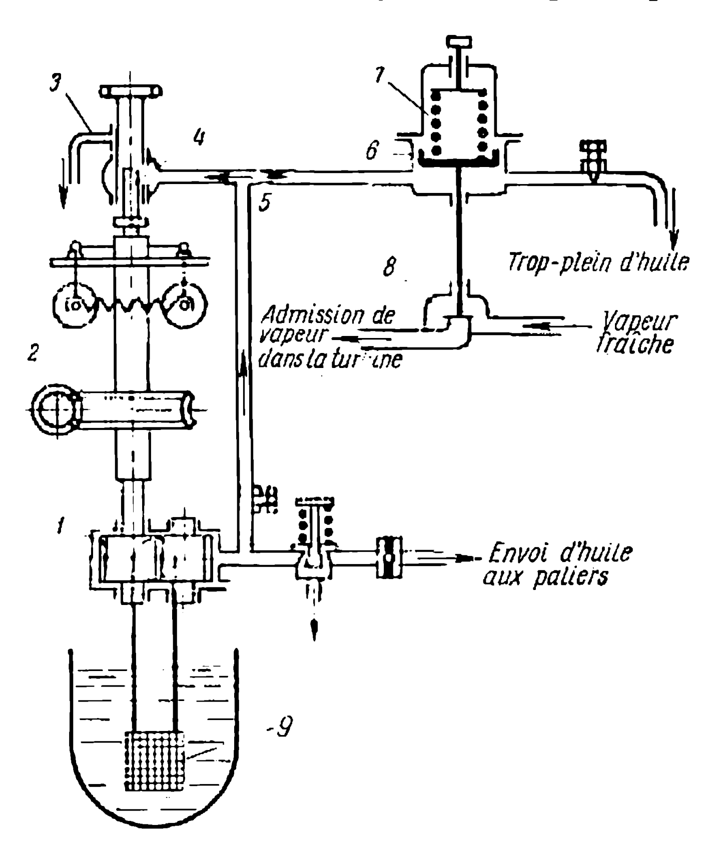


Fig. 209. Schéma d'un réglage quantitatif à transmission hydraulique :
1 — pompe à huile; *2* — régulateur centrifuge; *3* — envoi d'huile dans le collecteur d'huile; *4* — organe d'étranglement du régulateur; *5* — conduit d'huile en aval de la pompe à huile; *6* — servomoteur; *7* — piston et ressort du servomoteur; *8* — soupape; *9* — collecteur d'huile

à huile, qui est un rotor à ailettes monté sur l'arbre de la turbine. Une variation de la vitesse de la turbine fait varier la pression d'huile dans ce circuit hydraulique.

Les turbines à vapeur qui alimentent également un réseau de chauffage et qui possèdent par suite un soutirage de vapeur réglé, comprennent un réglage de pression dans l'ensemble de leur système de réglage.

On prévoit sur chaque turbine un régulateur de sûreté, pour éviter tout danger en cours de fonctionnement, par exemple en cas d'augmentation brusque de la pression ou de diminution brusque de la charge. Lors d'une suppression brusque de la charge et d'une aug-

mentation de 10-12 % de la vitesse, le régulateur de sûreté fonctionne et, à l'aide des organes déjà décrits, ferme la soupape d'arrêt et toutes les soupapes d'admission. Il en résulte que la turbine s'arrête.

§ 6. Description de turbines à vapeur

Actuellement, la plupart des constructeurs de turbines construisent leurs turbines pour des caractéristiques élevées de la vapeur. Cela procure un rendement élevé des turbines et une économie élevée dans les centrales électriques utilisant de la vapeur à haute pression.

On pratique une deuxième surchauffe, ou resurchauffe, pour réduire l'humidité de la vapeur dans les derniers étages et atténuer ainsi la forte usure produite par la vapeur humide sur les ailettes motrices, quand la pression de vapeur atteint ou dépasse 130 bars à l'admission. Dans ce cas, la totalité de la vapeur subit cette deuxième surchauffe habituellement à la sortie du premier cylindre de haute pression (cylindre HP), en repassant dans la chaudière à vapeur ou bien dans un surchauffeur spécial dit resurchauffeur, après quoi elle se détend de nouveau dans les cylindres suivants de la turbine.

La fig. 210 représente une turbine ЛМЗ (Usine métallique de Léningrad) à haute pression, de 25 000 kW destiné à fonctionner en régime de contre-pression. Les disques constituent une seule pièce avec l'arbre de la turbine. Le premier étage de réglage est à une seule couronne d'ailettes. En vue des surcharges, on a prévu une soupape de surcharge qui permet d'envoyer la vapeur directement du premier étage au quatrième étage. Les diaphragmes de tous les étages sont en quatre secteurs qui sont fixés dans le corps ou enveloppe de la turbine.

Au-dessus de l'accouplement qui relie la turbine à l'alternateur électrique se trouve un organe dit vireur, que l'on met en fonction après l'arrêt de la turbine pour refroidir le rotor d'une façon uniforme. Le rotor continue alors à tourner pendant quelque temps à une vitesse très lente.

L'Usine métallique de Léningrad ainsi que d'autres constructeurs produisent également des turbines à réseaux de chauffage, qui comportent un soutirage réglé de la vapeur. Cette vapeur de soutirage est ensuite employée dans divers travaux industriels ou bien dans un réseau de chauffage d'immeubles.

Habituellement, on prévoit également plusieurs soutirages non réglés dans toutes les turbines de moyenne et grande puissance. Ces soutirages de vapeur servent à réchauffer le condensat avant de le renvoyer dans la chaudière. La fig. 211 représente schématiquement une turbine de ce genre comportant trois réchauffeurs à

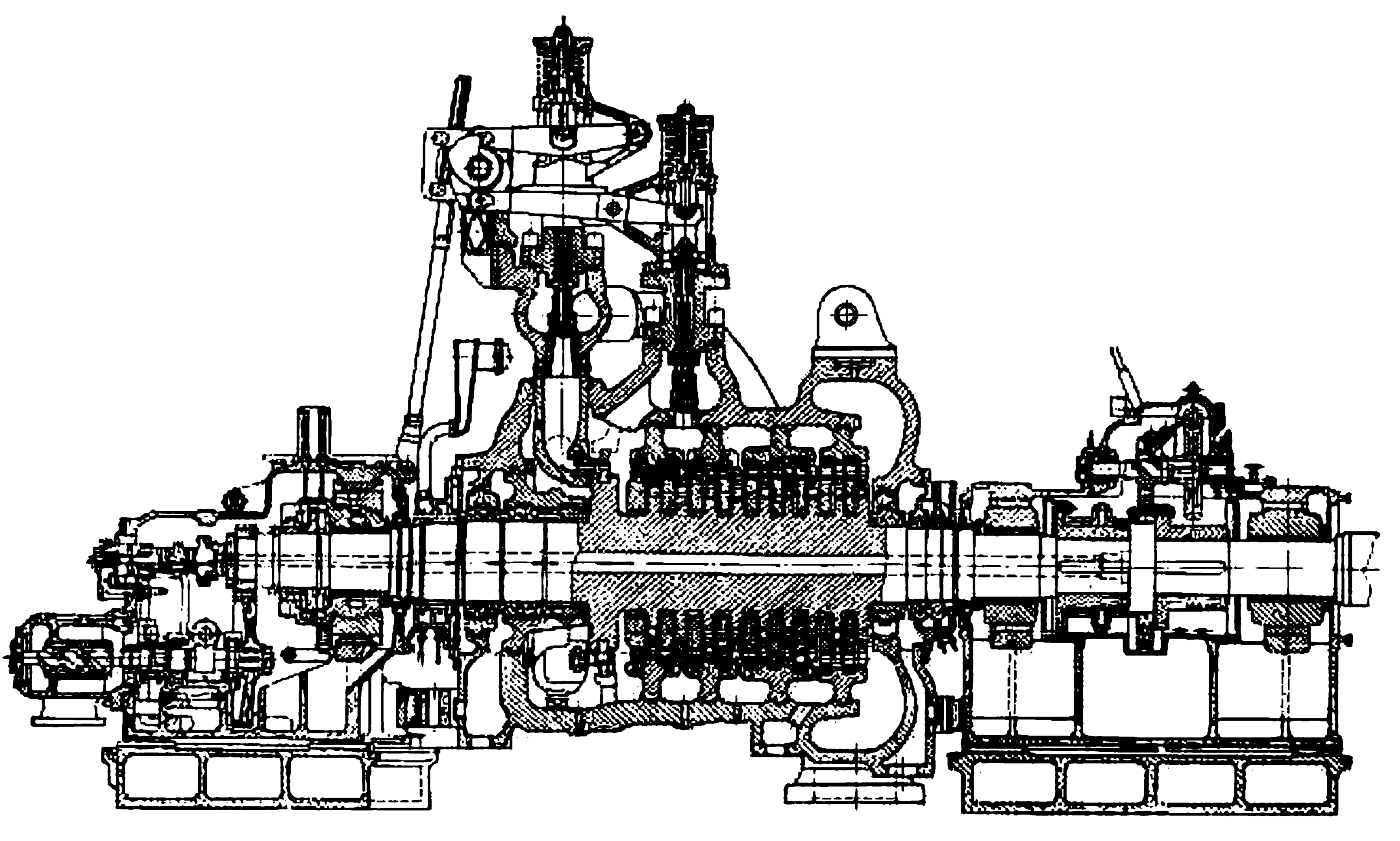


Fig. 210. **Turbine ЛМЗ de 25 000 kW. à haute pression et à contre-pression**

récupération (*1*, *2* et *3*) et par suite trois soutirages de vapeur non réglés (*a*, *b* et *c*). Le condensat qui vient du condenseur est réchauffé successivement dans ces trois réchauffeurs. La vapeur de soutirage destinée aux réchauffeurs se condense, et l'on mélange ce condensat au circuit principal du condensat. L'adoption du réchauffage à

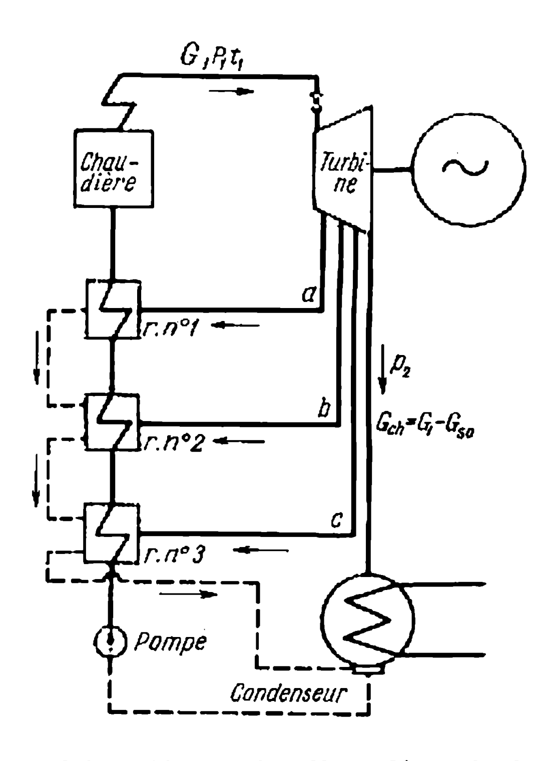


Fig. 211. Schéma d'un réchauffage d'eau à récupération

récupération accroît très sensiblement le rendement thermique du cycle, comme le montre l'expression suivante:

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_{2t}}{i_0 - q_{ea}}, \tag{6-76}$$

où i_0 et i_{2t} (respectivement) enthalpies initiale et finale de la vapeur dans une détente adiabatique à l'intérieur de la turbine;

q_{ea} enthalpie de l'eau d'alimentation (du condensat), à l'entrée de la chaudière.

La puissance d'une turbine à un seul soutirage de vapeur a pour valeur:

$$N = \frac{G_1 H_t' \eta_{re}' + (G_1 - G_{so}) H_t'' \eta_{re}''}{860}, \tag{6-77}$$

avec G_1 débit de vapeur entrant dans la turbine, en kg/h;

G_{so} débit de soutirage de vapeur, en kg/h;

H_t' chute thermique théorique en amont du soutirage;

H_t'' chute thermique théorique en aval du soutirage jusqu'à l'évacuation de la vapeur de la turbine;

η_{re}', η_{re}'' rendements effectifs relatifs des deux parties de la turbine en amont et en aval du soutirage.

A l'aide de cette formule, la puissance étant donnée, on calcule le débit horaire de vapeur dans la turbine. Les turbines à soutirage de vapeur comportent souvent un réglage quantitatif, dans lequel on prévoit un régulateur de pression de soutirage.



Fig. 212. Montage d'une turbine

La fig. 212 montre une turbine à deux corps en cours de montage. Le premier étage comporte deux couronnes ou étages de vitesse. Les étages sont doublés dans le corps à basse pression.

L'Usine métallique de Léningrad a dans son passé de très belles réalisations: en 1952, une turbine de 150 MW à 170 bars et 550 °C, et en 1957, une turbine de 200 MW (fig. 213). Cette dernière est une turbine à trois corps, qui admet la vapeur à 130 bars et à 565 °C, avec resurchauffe jusqu'à la même température. Le corps ou cylindre à basse pression (cylindre BP) est du type biflux, et ses avant-dernières ailettes sont à deux étages (ailettes Bauman). La vapeur qui traverse l'étage supérieur, c'est-à-dire la partie extérieure, se détend jusqu'à la pression du condenseur et est envoyée directement dans le condenseur. La chute d'enthalpie, qui est relativement importante, et par suite donne à la vapeur une vitesse élevée, a pour effet de réduire fortement la longueur totale des ailettes. La vapeur qui traverse l'étage inférieur, c'est-à-dire intérieur, de l'étage Bauman, traverse encore un étage puis est envoyée au condenseur.

L'adoption des étages Bauman permet d'accroître le débit de vapeur à travers le dernier étage, c'est-à-dire d'accroître la puissance maximale d'une turbine à vapeur uniflux.

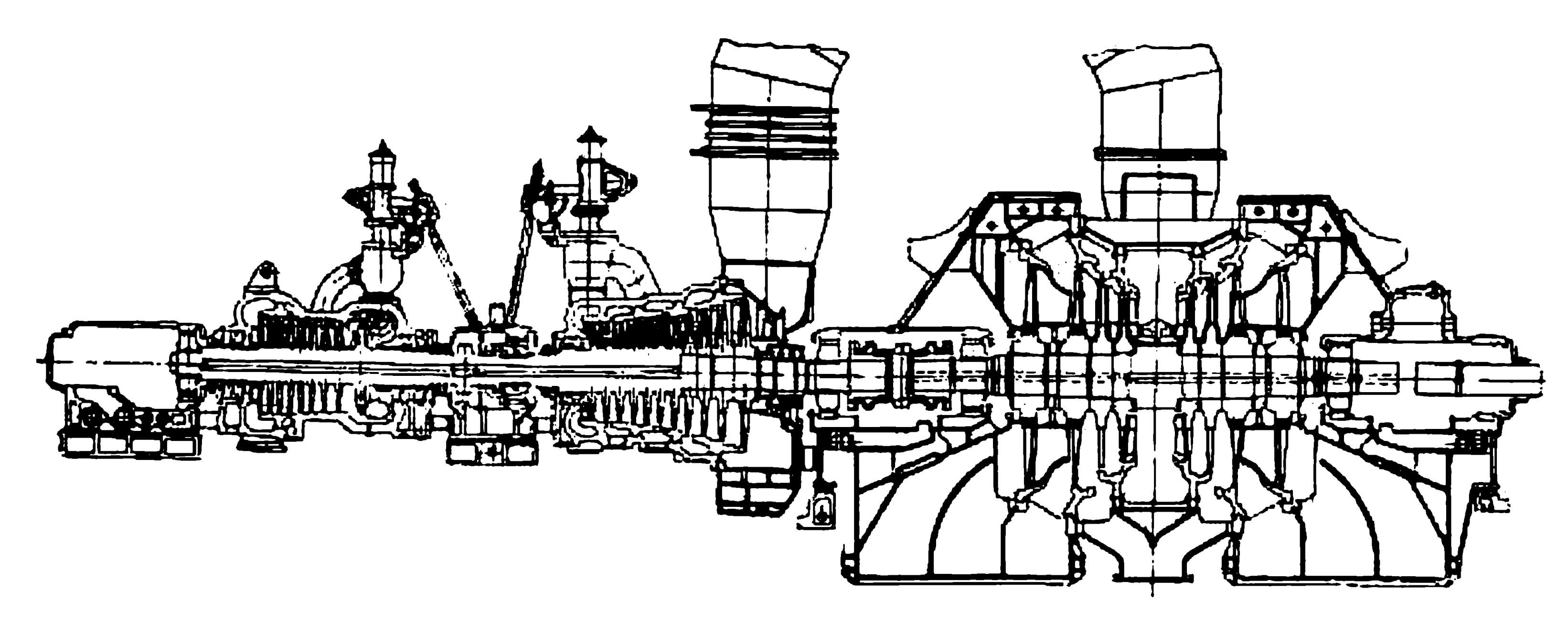


Fig. 213. Turbine ЛМЗ de 200 MW

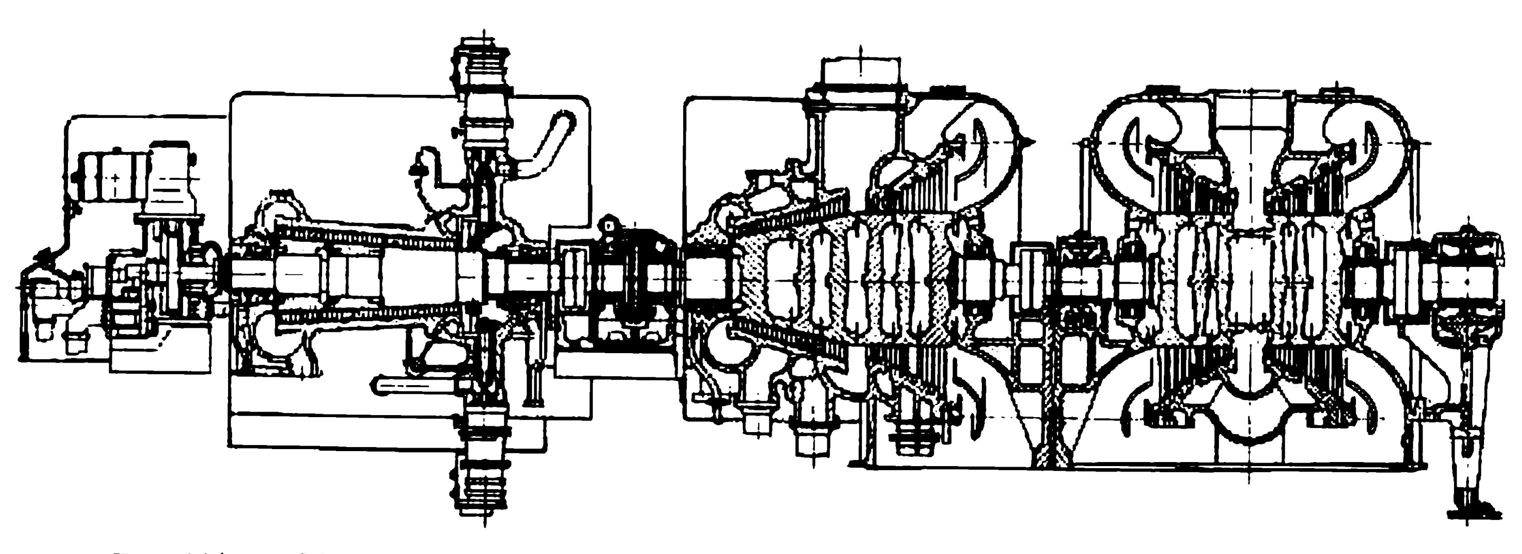


Fig. 214. Turbine Brown-Boveri à réaction de 150 MW, pour vapeur à 110 bars et 535° C

Les turbines à vapeur à réaction sont toujours des turbines à étages multiples. La fig. 214 montre en coupe longitudinale une turbine à réaction à trois corps de 150 MW, pour une pression de 110 bars et une température de 535 °C. Le corps à haute pression est constitué par une seule pièce de forge, sauf que, dans la partie aval, on a fixé sur l'arbre deux cercles robustes, et les ailettes motrices sont fixées sur ces cercles ainsi que sur la partie amont et élargie de l'arbre. Les ailettes directrices sont fixées dans des cavités sur le corps de la turbine. Les étages à réaction sont toujours à admission totale de vapeur. Le premier étage du cylindre à haute pression est un étage d'action pour permettre un réglage quantitatif. Les rotors à moyenne et basse pression sont constitués par des disques assemblés par soudage sur leur pourtour. Le corps à basse pression est à trois flux.

Dans un étage à réaction, la vapeur se détend en partie dans les tuyères et en partie dans les couronnes d'ailettes motrices, comme on l'a déjà dit plus haut.

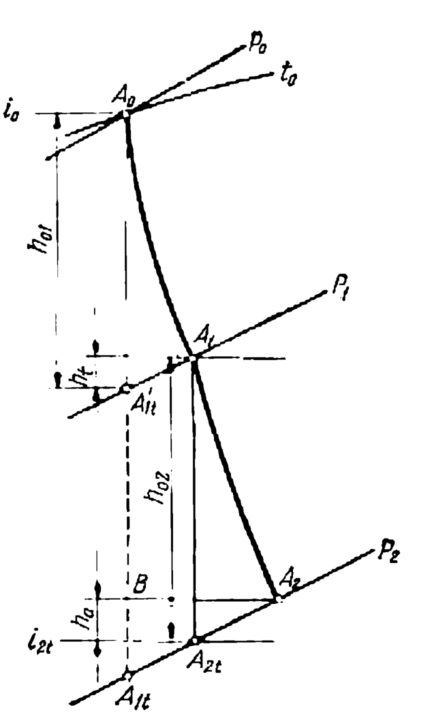


Fig. 215. Détente de la vapeur dans un étage à réaction, diagramme *is*

Les turbines à réaction produisent des efforts axiaux importants sur les rotors, du fait que les pressions en amont et en aval de chaque couronne d'ailettes motrices sont différentes. Pour combattre cet effort, on prévoit non seulement des paliers de butée, mais encore des disques compensateurs. S'il s'agit d'une turbine à deux ou à trois corps, la vapeur entrant dans un cylindre a un sens de circulation opposé à celui du cylindre précédent, ce qui permet également d'équilibrer les efforts axiaux.

La fig. 215 représente la détente dans un étage à réaction à l'aide du diagramme *is*: A_0A_{1t} est la chute thermique théorique, et h_{01} et h_{02} représentent respectivement les chutes thermiques dans les tuyères et dans les ailettes motrices. Les pertes h_t dans les tuyères sont reportées vers le haut à partir du point A_{1t} jusqu'à l'extrémité de la courbe polytropique de détente en A_1. Les pertes h_a dans les ailettes motrices sont reportées vers le haut à partir du point A_{2t} jusqu'au point A_2. Ensuite, on calcule les pertes thermiques résultant des fuites de vapeur dans les jeux radiaux, entre les extrémités des ailettes d'une part, et le corps et le rotor d'autre part. Ces pertes sont principalement quantitatives, mais elles sont égale-

ment qualitatives car elles augmentent l'enthalpie de la vapeur à l'entrée dans l'étage suivant. Il en résulte que dans chaque étage, la transformation thermique est légèrement déplacée vers la droite dans un diagramme *is*. Le rendement de la turbine se trouve réduit par ces pertes. On prévoit des dispositifs d'étanchéité en labyrinthe pour réduire les pertes à travers les jeux radiaux aux extrémités des ailettes fixes et mobiles. Le rendement relatif d'ailette a la valeur suivante dans un étage à réaction (sur le diagramme *is*):

$$\eta_j = \frac{A_0B}{A_0A_{1t}} . \qquad (6\text{-}78)$$

A la sortie des tuyères, on calcule la vitesse de la vapeur par la formule suivante:

$$c_1 = 91{,}5\varphi_t \sqrt{(1-\rho)\,h_{\acute{e}t} + A\frac{c_2^2}{2}} \text{ m/s.} \qquad (6\text{-}79)$$

On donne aux angles α_1 et β_2 une valeur comprise entre 20 et 25°. Dans les derniers étages, cette valeur peut croître jusqu'à 40 ou 45°. A la sortie des ailettes motrices, la vitesse relative de la vapeur est la suivante:

$$w_2 = 91{,}5\psi \sqrt{\rho h_{\acute{e}t} + A\frac{w_1^2}{2}} \text{ m/s.} \qquad (6\text{-}80)$$

Travail produit par 1 kg de vapeur dans l'étage:

$$L = \frac{c_1^2 + w_2^2 - w_1^2 - c_2^2}{2} \text{ joules.} \qquad (6\text{-}81)$$

Rendement relatif d'ailette:

$$\eta_j = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{\frac{c_1^2}{\varphi_t^2} - c_2^2 + \frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2} . \qquad (6\text{-}82)$$

Si l'on adopte un même profil pour les ailettes fixes et les ailettes mobiles, c'est-à-dire si l'on a $\alpha_1 = \beta_1$ et $\beta_2 = \alpha_2$, si l'on adopte un degré de réaction $\rho = 0{,}5$ et si l'on tient compte du fait que la vitesse de sortie de l'étage précédent est utilisée dans l'étage qui suit, les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie des ailettes motrices sont identiques (fig. 198). On a donc:

$$\eta_j = \frac{\left(2\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)\frac{u}{c_1}}{\xi_{\acute{e}t} + \left(2\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)\frac{u}{c_1}} , \qquad (6\text{-}83)$$

avec $\xi_{\acute{e}t}$ coefficient de perte d'énergie dans l'étage égal au rapport de la somme des pertes thermiques dans les ailettes fixes et mobiles à la chute thermique théorique dans l'étage.

A l'aide de cette expression du rendement, on peut trouver la valeur optimale de u/c_1, qui correspond au rendement d'ailettes maximal:

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt} = \cos\alpha_1. \tag{6-84}$$

Dans un étage à réaction, on peut généralement donner au rapport u/c_1 une valeur comprise entre 0,4 et 0,8 (les valeurs inférieures

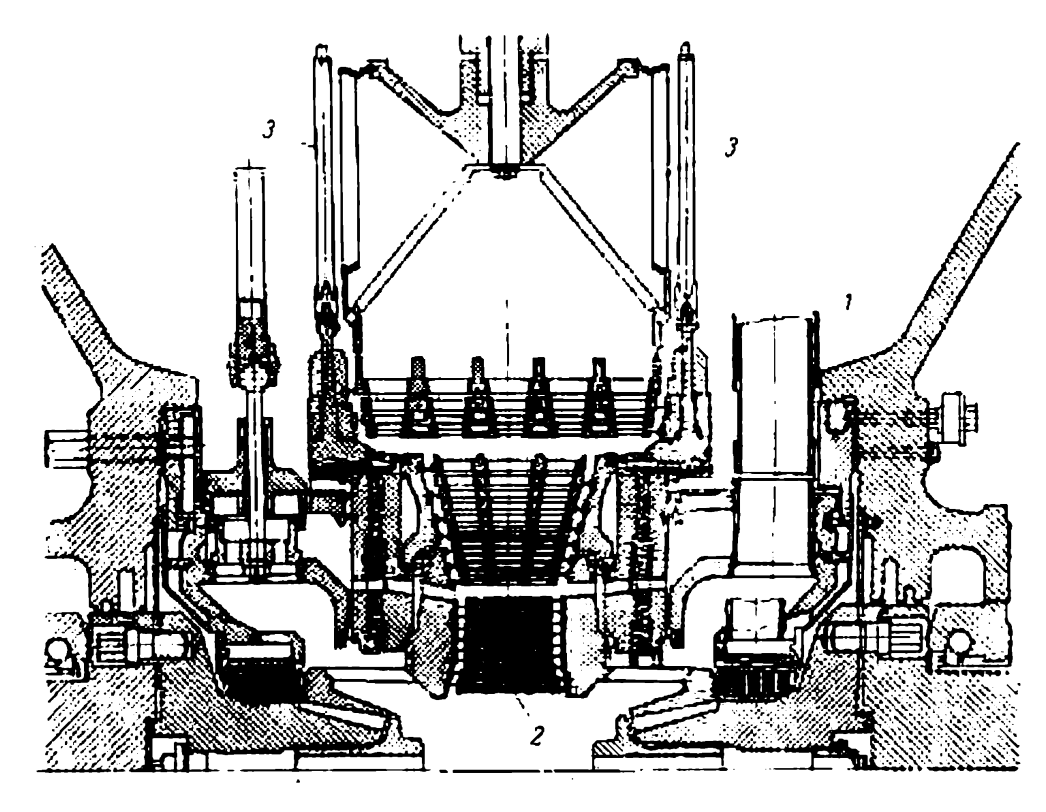


Fig. 216. Turbine radiale (moitié supérieure):
1 — admission de vapeur; *2* — partie active de la turbine; *3* — dernier étage (étage axial)

correspondent aux derniers étages). On peut choisir le nombre des étages d'une turbine à réaction d'après les résultats pratiques d'usine, ou bien par la même méthode que pour les turbines d'action à étages multiples. Il faut répartir la chute d'enthalpie entre les étages proportionnellement au carré du diamètre de chaque étage, c'est-à-dire la faire croître progressivement du premier au dernier étage. On détermine les hauteurs des ailettes fixes et mobiles à l'aide des formules indiquées plus haut.

On construit certaines turbines à réaction dans lesquelles la vapeur arrive radialement. La fig. 216 représente la partie supérieure (relativement à l'arbre) d'une turbine radiale à réaction du

système de l'ingénieur suédois Ljungström. Dans ces turbines, les ailettes motrices sont fixées suivant des couronnes concentriques, sur deux disques fixés eux-mêmes aux extrémités de deux arbres. Ces deux arbres tournent en sens inverse. Grâce à cette disposition, la turbine Ljungström entraîne deux alternateurs ou autres générateurs électriques. Le rendement interne des turbines radiales atteint 0,86 à 0,90.

§ 7. Les installations de condensation

Dans la plupart des turbines à vapeur, y compris les turbines à réseau de chauffage, la vapeur se détend jusqu'à un vide très poussé. Cela nécessite l'emploi d'un condenseur spécial. Les turbines à vapeur à condensation sont celles qui utilisent les plus fortes chutes thermiques, ce qui augmente leur rendement.

Un condenseur est un compartiment ayant un volume déterminé, dans lequel on entretient le vide à l'aide d'une pompe à air, alors que la vapeur s'y condense (après avoir travaillé) sous l'effet d'un refroidissement produit par l'eau froide.

Il existe deux types principaux de condenseurs: les condenseurs par mélange et les condenseurs à surface.

Dans les premiers, la chambre de condensation reçoit la vapeur, et elle reçoit simultanément de l'eau sous forme pulvérisée ou de toute autre façon. La vapeur et l'eau se mélangent, et la vapeur cède sa chaleur à l'eau de refroidissement.

La fig. 217 représente deux condenseurs par mélange, l'un à courants parallèles (fig. 217,*a*) et l'autre à contre-courant (fig. 217,*b*).

Dans un condenseur par mélange, on peut calculer la température du mélange de condensat et d'eau de refroidissement, en écrivant l'équation du bilan thermique de ce condenseur:

$$G_h(i_c - t_{m\acute{e}l}) = W(t_{m\acute{e}l} - t_1). \qquad (6\text{-}85)$$

On tire de cette relation:

$$t_{m\acute{e}l} = \frac{G_h i_c + W t_1}{G_h + W}, \qquad (6\text{-}86)$$

avec G_h débit horaire de vapeur, en kg/h;

W débit horaire d'eau de refroidissement, en kg/h;

i_c enthalpie de la vapeur entrant dans le condenseur, en kcal/kg;

t_m température du mélange de condensat et de l'eau de refroidissement, en °C;

t_1 température initiale de l'eau de refroidissement, en °C.

Les formules précédentes admettent que la capacité calorifique de l'eau est égale à l'unité.

Le rapport $W/G = m$ est appelé le facteur ou rapport de refroidissement. Dans les machines à vapeur possédant des condenseurs par mélange, m = 25 à 35 kg d'eau pour 1 kg de vapeur.

Dans les condenseurs à surface, qui sont pour la plupart du type à tambour, on dispose d'une très grande surface de refroidissement. Cette surface est constituée par des tubes minces en laiton, dans lesquels une pompe de circulation envoie l'eau de refroidissement.

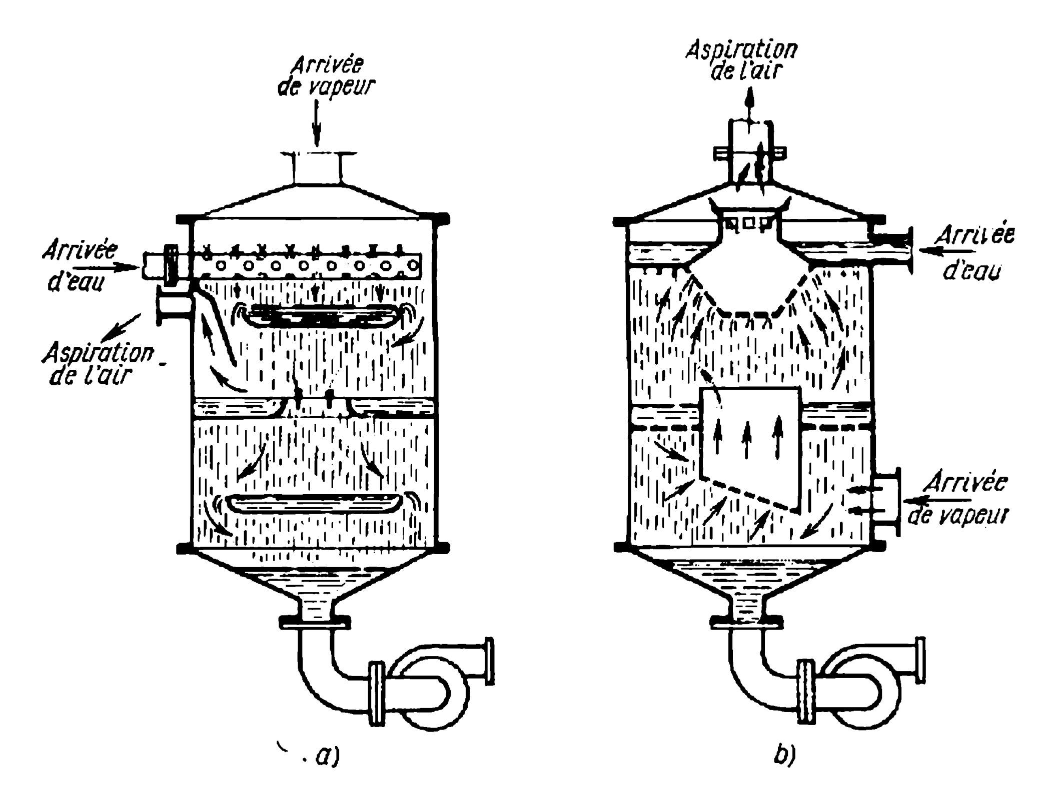


Fig. 217. Schéma de condenseurs par mélange

Au contact des tubes, la vapeur se condense et s'accumule dans le fond du condenseur. A l'aide d'une pompe à condensat (pompe à eau chaude), on envoie ce condensat dans les organes de réchauffage de l'eau d'alimentation, puis dans la chaudière à vapeur.

La fig. 218 est une coupe transversale à travers un condenseur, sur laquelle on aperçoit les tubes de refroidissement. Les régions blanches sont des vides réservés entre les tubes, pour permettre à la vapeur de mieux atteindre toutes les surfaces de refroidissement. La vapeur arrive par le conduit supérieur *1*, et le condensat se rassemble dans un collecteur inférieur *4*. On aspire un mélange d'air et de vapeur sur les deux côtés du condenseur par les raccords *3*. L'air peut en effet rentrer dans le condenseur par les défauts d'étanchéité qui existent dans la turbine, dans la boîte d'évacuation, dans le

joint de celle-ci avec le condenseur et dans le corps du condenseur lui-même. Pour aspirer l'air avec une très faible quantité de vapeur, on emploie des éjecteurs.

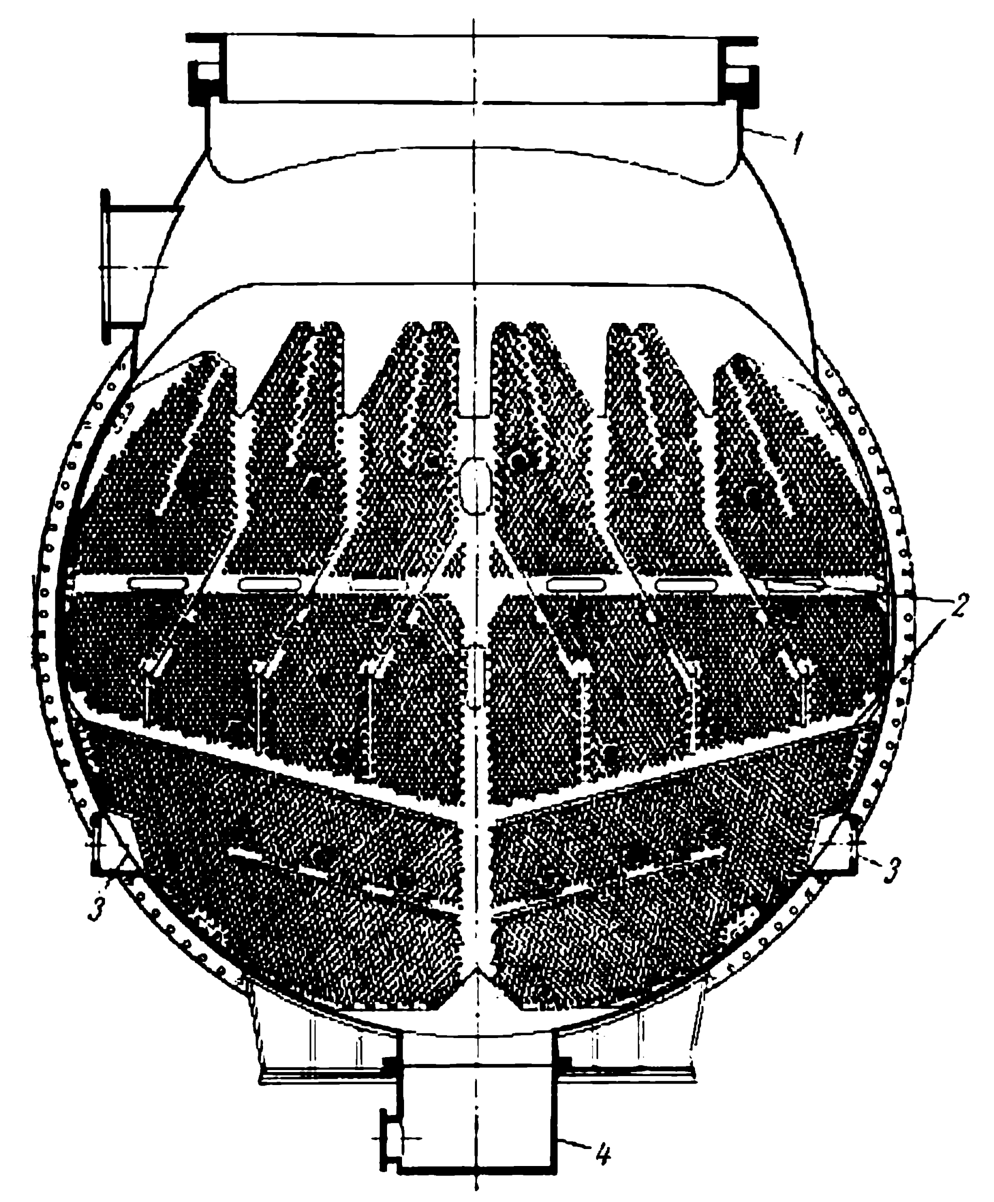


Fig. 218. Condenseur de 5000 m², avec flux de vapeur descendant :
1 — boîte d'admission de vapeur ; *2* — tôles déflectrices servant à diriger l'écoulement d'eau condensée ; *3* — aspiration d'air ; 4 — réservoir collecteur d'eau condensée

La fig. 219 montre un condenseur de l'Usine métallique de Léningrad, qui est destiné à une turbine à vapeur de 100 MW. La carcasse du condenseur est habituellement montée sur des ressorts, ce qui permet à l'ensemble du groupe de turbine de se dilater sans nuire à l'étanchéité dans les joints du circuit de vapeur.

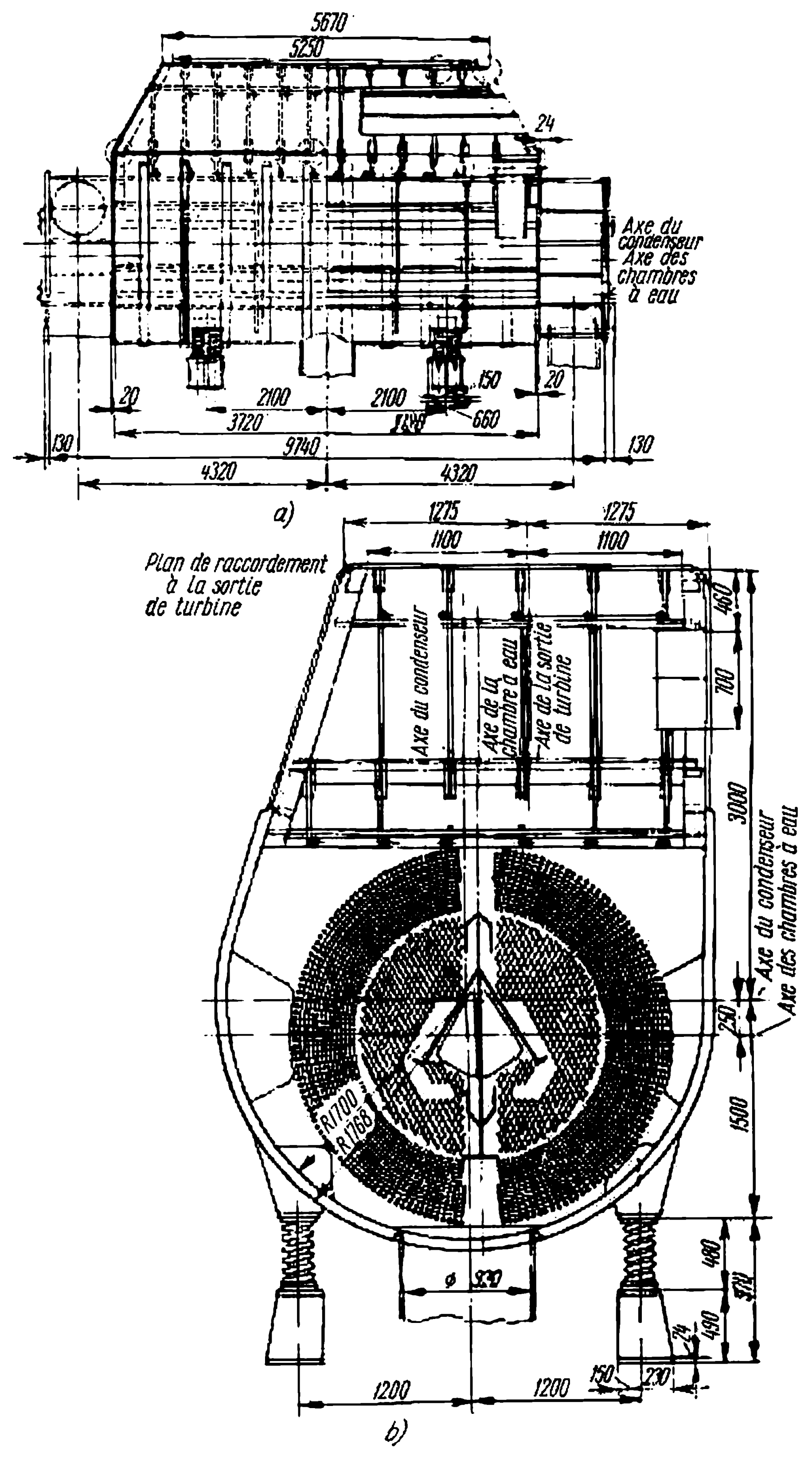


Fig. 219. **Condenseur à courant central de vapeur pour turbine ЛМЗ de 10 MW**

a — coupe longitudinale; *b* — coupe transversale

Dans les très grandes installations, on entretient dans le condenseur une pression absolue de vapeur qui est comprise entre 0,03 et 0,05 bar.

On peut déterminer la surface de refroidissement d'un condenseur à l'aide de l'équation du bilan thermique:

$$Q = G_c (i_2 - i_c) = W (t_2 - t_1) c_e = k F_c \Delta t_{moy}. \qquad (6\text{-}87)$$

Dans cette relation:

Q quantité de chaleur cédée par la vapeur à l'eau de refroidissement, en kcal/h;

G_c débit de vapeur passant de la turbine dans le condenseur, en kg/h;

i_2 et i_c (respectivement) enthalpie de la vapeur à l'entrée dans le condenseur et enthalpie du condensat;

W débit d'eau de refroidissement envoyée dans le condenseur, en kg/h (débit variant entre 60 et 90 kg d'eau pour 1 kg de vapeur ou même davantage);

t_2 et t_1 (respectivement) température de l'eau de refroidissement à la sortie et à l'entrée du condenseur, en °C;

c_e capacité calorifique de l'eau, en kcal/kg·deg;

k coefficient de transmission de chaleur entre la vapeur et l'eau de refroidissement à travers les parois des tubes, en kcal/m²·h·deg (coefficient variable entre 3 000 et 5 000);

F_c surface de refroidissement du condenseur, en m²;

Δt_{moy} écart logarithmique moyen de température entre la vapeur et l'eau:

$$\Delta t_{moy} = \frac{t_2 - t_1}{2{,}3 \ln \frac{t_v - t_1}{t_v - t_2}}. \qquad (6\text{-}88)$$

t_v température de vapeur à l'entrée dans le condenseur.

Un condenseur comporte certains auxiliaires: pompe de circulation ou de refroidissement, pompe à condensat et dispositifs destinés à aspirer l'air qui arrive dans le condenseur par les défauts d'étanchéité. La pompe de circulation est destinée à fournir l'eau de refroidissement. La pompe à condensat envoie le condensat dans le circuit de réchauffage à récupération et d'alimentation des chaudières. Pour aspirer l'air qui se trouve dans le condenseur, on emploie des éjecteurs. La fig. 220 représente un éjecteur à deux étages.

Les canalisations *1* envoient à chaque étage de la vapeur à une pression de 15 à 20 bars. Dans les tuyères *2* de chaque étage, cette vapeur se détend jusqu'à un vide très poussé. Le jet de vapeur qui sort de la tuyère aspire l'air (avec de la vapeur) à travers le raccord *3*,

qui est relié au condenseur. Dans le diffuseur *4*, le mélange de vapeur et d'air se ralentit en même temps que sa pression augmente. Ce mélange est ensuite envoyé par la canalisation *5* dans le deuxième étage de l'éjecteur. Dans ce deuxième étage, le mélange de vapeur

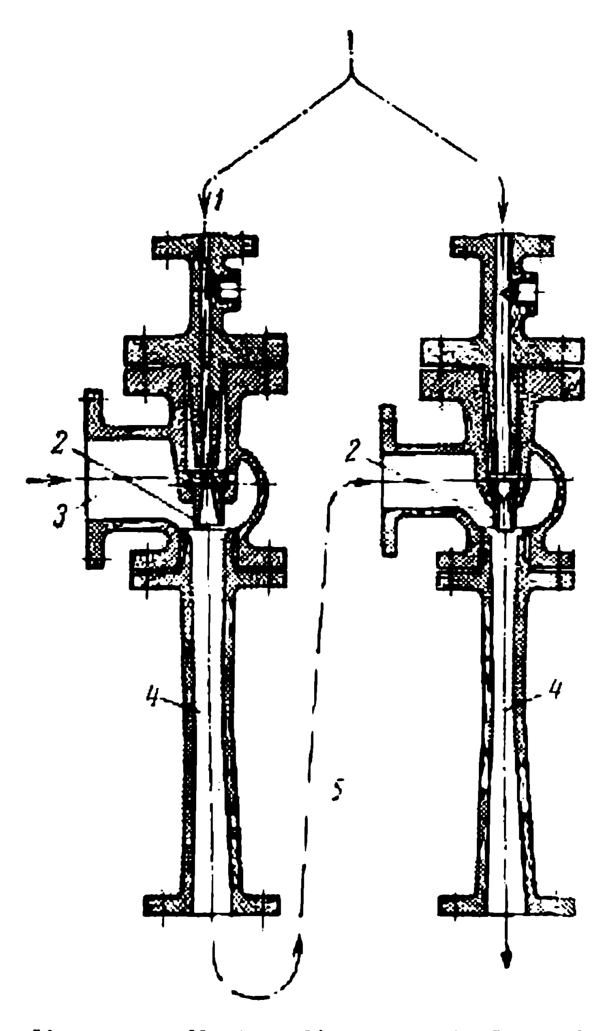


Fig. 220. Schéma d'une installation d'éjecteur à deux étages, pour aspirer l'air dans un condenseur :

1 — arrivée de vapeur ; *2* — tuyères à vapeur ; *3* — raccord d'aspiration d'air ; *4* — diffuseurs ; *5* — canalisation d'air entre le premier et le deuxième étage de l'installation

et d'air est encore comprimé jusqu'à une pression un peu supérieure à la pression extérieure et est ensuite rejeté à l'extérieur.

Des réserves d'eau importantes (réservoirs, cours d'eau ou lacs) sont nécessaires pour alimenter les installations de condensation en eau de refroidissement. S'il n'existe pas de telles réserves d'eau dans le voisinage d'une installation à vapeur, on est obligé de refroidir artificiellement l'eau de circulation. Dans ce but, on établit

des bassins d'aspersion ou des tours de condensation. Dans les bassins d'aspersion ou de pulvérisation, l'eau est projetée en gouttelettes par des tuyères et est refroidie ensuite par l'air environnant et par sa vaporisation partielle.

Dans les tours de condensation (fig. 221) l'eau chaude qui sort du condenseur est envoyée dans une tour. A l'aide d'une grille ou

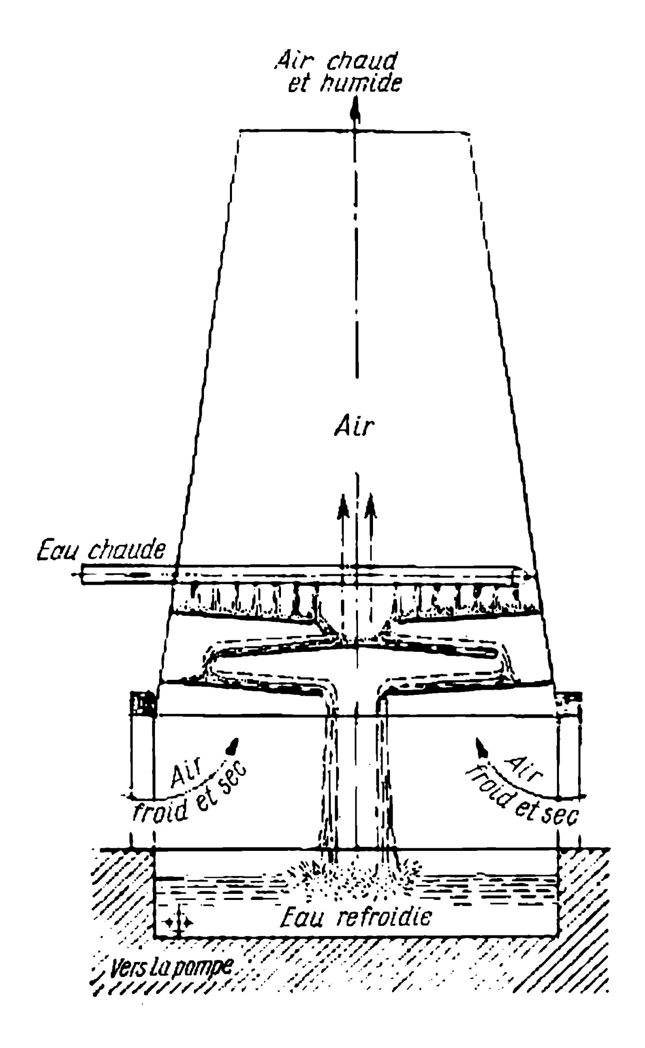


Fig. 221. Schéma d'une tour de condensation

de tout autre dispositif analogue, elle est fragmentée en de nombreux petits jets ou filets et descend ensuite dans un collecteur d'eau froide.

L'air qui s'écoule en sens inverse, sous l'effet du tirage naturel de la tour de condensation, refroidit l'eau chaude en entraînant avec elle une partie insignifiante de cette eau sous forme de vapeur. L'eau qui a été refroidie dans la tour est renvoyée au condenseur par la pompe de circulation.

Chapitre II

TURBINES À GAZ

§ 1. Historique des turbines à gaz

Dans une turbine à gaz, le fluide moteur inclut les produits de combustion ou bien l'air ou un gaz réchauffé jusqu'à une température initiale élevée et à une pression correspondante. Le gaz moteur se détend dans la partie active de la turbine à gaz. Au cours de cette détente, l'énergie calorifique est transformée en énergie cinétique, et celle-ci se transforme à son tour en une énergie mécanique de rotation du rotor de la turbine à gaz.

La turbine à gaz est un moteur à grande vitesse et à faible encombrement. La combustion s'effectue dans une chambre de combustion qui est voisine de la turbine à gaz. Le mélange d'air et des gaz de combustion, qui est porté à une température suffisamment élevée, traverse la turbine en produisant du travail. La turbine à gaz peut être un moteur très économique.

On utilise les turbines à gaz en aviation, dans les centrales électriques et comme moteurs de propulsion sur les bateaux, les locomotives et les automobiles.

L'emploi des turbines à gaz comme élément essentiel des moteurs à réaction dans l'aviation a permis d'atteindre de très grandes vitesses de vol, de l'ordre de la vitesse du son ou même supérieure, d'obtenir des capacités de charge importantes et d'atteindre des altitudes de vol élevées avec des avions de types divers.

Dans les chemins de fer, l'emploi des turbines à gaz procure une grande économie de combustible et simplifie considérablement l'approvisionnement en eau. Les locomotives à turbines à gaz peuvent parfaitement concurrencer les locomotives thermiques propulsées par des moteurs à combustion interne à piston.

La plupart des turbines à gaz modernes brûlent du combustible liquide. Mais de nombreuses installations consomment un combustible gazeux, en particulier le gaz naturel, le gaz de gazogène, ou encore le gaz combustible provenant de la gazéification souterraine des combustibles solides. On poursuit actuellement des études très encourageantes, qui ont pour but d'employer également les combustibles solides dans des turbines à gaz.

L'historique des turbines à gaz est analogue à celui des autres types de moteurs. Depuis une lointaine antiquité, on avait déjà découvert l'effet de réaction produit par un jet de fluide (vapeur, eau ou gaz) s'écoulant par une ouverture. Un engin inventé par Héron d'Alexandrie il y a plus de 2 000 ans fonctionnait

sur ce principe. Cet effet de la réaction a été également utilisé par les Chinois dans les premières fusées éclairantes et incendiaires.

Mais la nécessité de réaliser un moteur mécanique est apparue plus tard, à l'époque du développement de la grande industrie.

Les inventeurs et savants soviétiques ont joué un grand rôle dans le développement des turbines à gaz.

En 1897, l'ingénieur mécanicien P. Kouzminski de la Flotte de Guerre Russe établit un projet d'installation de turbine à gaz et

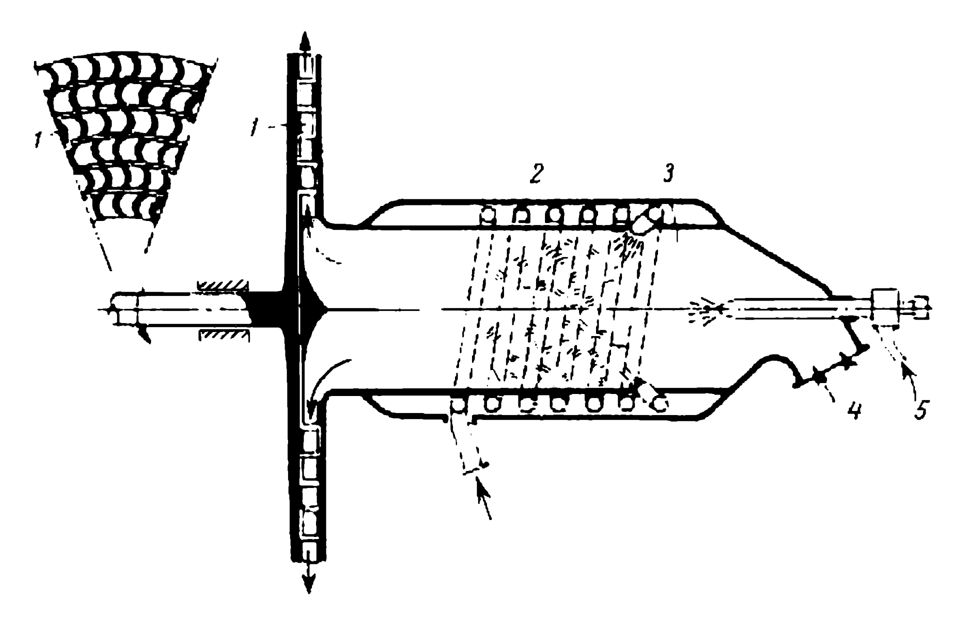


Fig. 222. Chambre de combustion et turbine à gaz de Kouzminski :
1 — ailettes motrices ; *2* — serpentin à eau refroidissant la chambre de combustion ; *3* — chambre de combustion ; *4* — admission d'air ; *5* — admission du combustible

réalisa un modèle expérimental. La turbine à gaz de Kouzminski (fig. 222) possédait une chambre de combustion (dans laquelle on envoyait le pétrole et l'air de combustion sous pression) et la turbine à gaz proprement dite.

La chambre de combustion était constituée par un tube intérieur *3* en un alliage réfractaire et par une enveloppe extérieure en acier. Entre les tubes se trouvait un serpentin *2*, qui était parcouru par de l'eau sous pression (jusqu'à 50 bars) pour refroidir les parois de la chambre de combustion. La vapeur produite dans ce serpentin était envoyée dans la chambre de combustion, où elle se mélangeait avec les produits de combustion du pétrole. Le mélange gaz-vapeur formé dans la chambre de combustion et se trouvant à une pression d'environ 10 bars était envoyé dans la turbine à gaz. Dans la chambre de combustion, la transformation se faisait à la pression constante du combustible et de l'air admis pour la combustion. On appelait donc ces chambres des chambres à combustion à pression constante.

Le principe de la chambre de combustion à pression constante est appliqué dans presque toutes les turbines à gaz modernes.

Ce même ingénieur P. Kouzminski proposa une turbine à gaz radiale, constituée par deux disques voisins qui portaient sur leur face latérale des ailettes fixes et mobiles disposées concentriquement. P. Kouzminski est donc l'inventeur de la première turbine radiale

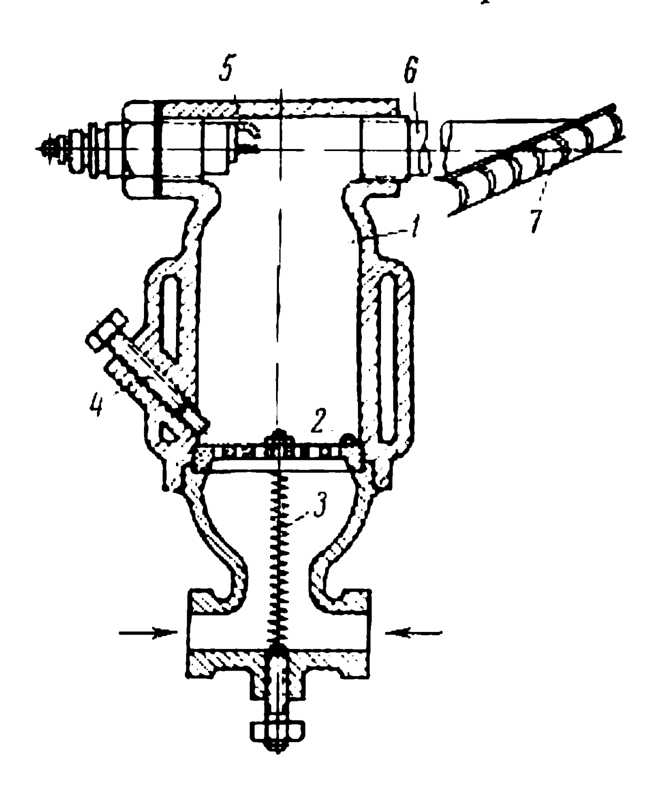


Fig. 223. La turbine de V. Karavodine:

1 — chambre de combustion; 2 — soupape d'admission d'air; 3 — ressort de soupape; 4 — canal d'admission de combustible; 5 — allumeur électrique (bougie); 6 — tuyère d'admission; 7 — couronne d'ailettes motrices

Dès 1902, l'ingénieur russe V. Karavodine travailla à la réalisation d'une turbine à gaz. De 1906 à 1908, il réalisa une turbine à gaz de type original, dans laquelle la combustion se faisait à volume constant (fig. 223).

La chambre de combustion de la turbine de Karavodine comporte des soupapes admettant l'air aspiré. Le combustible employé était l'essence. L'allumage était assuré par une bougie électrique. Lors de l'amorçage du mélange combustible, la pression augmentait instantanément dans la chambre de combustion, après quoi les gaz passaient dans un tube, puis dans une tuyère de détente, puis dans les ailettes motrices de la turbine. L'inertie de l'écoulement gazeux dans le tube de tuyère ouvrait la soupape d'admission dans la chambre de combustion, ce qui faisait aspirer une nouvelle quan-

tité d'air. Ensuite, on injectait de nouveau le combustible, on enflammait le mélange combustible et le cycle se répétait.

La température initiale du gaz moteur a une importance essentielle pour la valeur économique de la turbine à gaz. Mais même dans la situation actuelle de progrès technique, on rencontre encore des difficultés dans la réalisation d'installations fixes de turbines

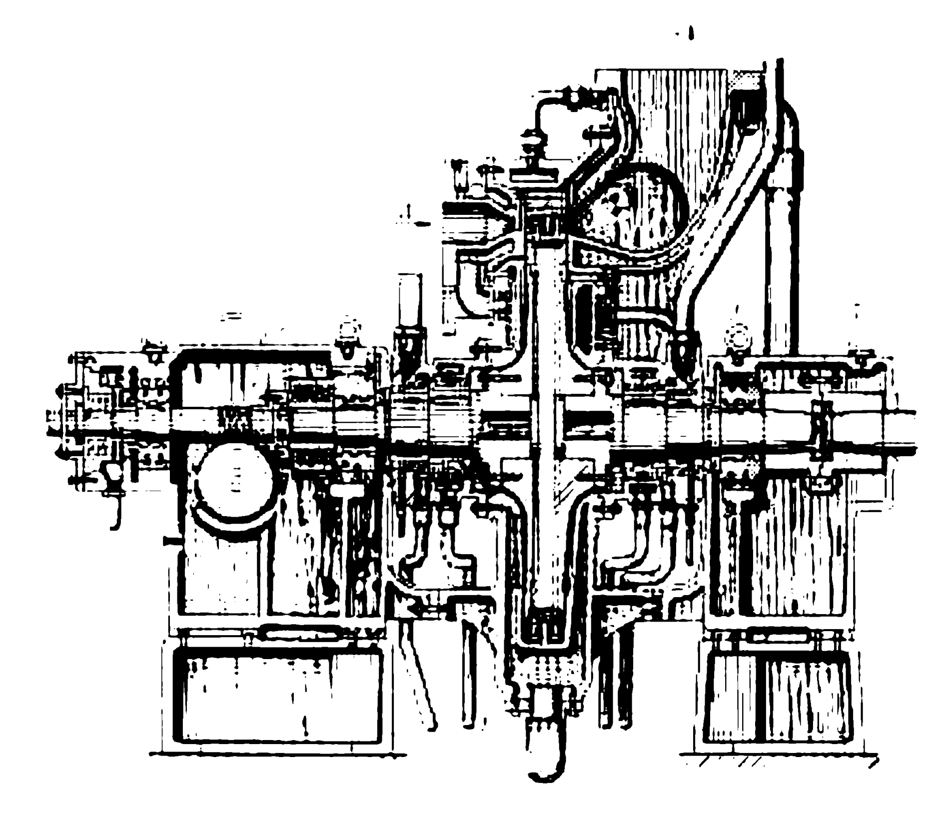


Fig. 224. Turbine à gaz de V. Makovski :
1 — disque moteur à deux couronnes d'ailettes ; *2* — palier-support ; *3* — presse-étoupe en labyrinthe ; *4* — palier-support ; *5* — accouplement avec la génératrice électrique ; *A* — admission des gaz ; *B* — évacuation des gaz

à gaz destinées à un service de longue durée et à fonctionner avec une température des gaz moteurs supérieure à 900 ou 1 000 °C. La plupart des turbines à gaz fixes modernes fonctionnent avec une température d'admission de 700 à 800 °C du gaz moteur.

V. Makovski, professeur à l'Institut Polytechnique de Kharkov, a effectué des travaux importants au sujet de la construction des turbines à gaz.

Avec ses élèves, Makovski a étudié un projet d'installation de turbine à gaz à pression constante. Cette turbine à gaz, d'une puissance utile de 400 kW (fig. 224), construite par l'Usine de turboalternateurs Kirov, de Kharkov, était destinée à employer le gaz naturel. Son rotor comprenait deux étages de vitesse.

Cette installation utilisait l'eau pour refroidir les ailettes directrices et les ailettes motrices.

A cette époque, les principes de la théorie des turbines à gaz ont été exposés par les savants soviétiques A. Stodola, B. Stetchkine, V. Ouvarov, I. Kirillov, G. Jiritski et autres.

Dans l'état actuel des turbines à gaz, il est tout à fait avantageux de les employer dans les installations motrices de l'industrie et des transports.

Les rendements moyens des diverses catégories d'installations motrices thermiques utilisant diverses catégories de moteurs sont les suivants :

1) dans la plupart des installations de turbines à vapeur des grandes centrales régionales, environ 30 %. Ce rendement peut atteindre 39 à 42 % avec des pressions de 240 à 300 bars et des températures d'admission de vapeur de 600 à 650 °C ;

2) dans les installations à moteurs à combustion interne, 33 à 35 % (pour accroître le rendement au-delà de ces valeurs, il faut augmenter fortement la compression) ;

3) dans les installations de machines à vapeur à piston, 16 à 25 % ;

4) dans les locomotives à vapeur, moins de 10 % ;

5) dans les installations de turbine à gaz admettant les gaz à 650-750 °C, environ 30 à 32 % (installations fixes), au moins 20 % dans les installations de transport (mobiles), avec possibilité d'atteindre 45 à 55 % si la température d'admission des gaz est de l'ordre de 1 200 à 1 500 °C.

La possibilité d'accroître la température d'admission, c'est-à-dire d'améliorer l'économie des turbines à gaz, se trouve limitée par les matériaux réfractaires dont on dispose actuellement. Les métallurgistes soviétiques s'efforcent avec acharnement de réaliser de meilleurs alliages en vue d'accroître la température d'admission des gaz dans les turbines à gaz.

En même temps que l'on cherche à améliorer les matériaux de construction des turbines à gaz, pour accroître la température des gaz à l'entrée dans la turbine, on recherche des méthodes permettant de refroidir efficacement les pièces particulièrement chargées dans les turbines : ailettes directrices et motrices, diaphragmes, arbre. Il est également important d'abaisser la température d'échappement des gaz. On y parvient en utilisant la chaleur contenue dans les gaz d'échappement pour réchauffer des échangeurs de chaleur spéciaux (réchauffeurs d'air placés en amont de l'entrée de l'air dans la chambre de combustion). Enfin, il est aussi important d'accroître le rendement de la partie active de la turbine à gaz proprement dite et du compresseur d'air, d'abaisser les pertes de charge dans tout le circuit d'alimentation en gaz et en air, etc.

L'utilisation du combustible nucléaire pour alimenter les turbines à gaz est un problème particulièrement important. Pour cela, il faut avant tout réaliser des réacteurs nucléaires avec réchauffage des gaz jusqu'à une température de 500 ou 600 °C et davantage.

Pour améliorer l'économie de l'installation de turbines à gaz, on utilise des échangeurs de chaleur (réchauffeurs-récupérateurs et réfrigérants). Les échangeurs de chaleur actuellement employés ont des caractéristiques numériques thermiques insuffisamment élevées et sont extrêmement encombrants. Il est nécessaire d'obtenir des échanges de chaleur plus efficaces entre les gaz d'échappement de la turbine (qui doivent être refroidis), et l'air qui doit être réchauffé dans le récupérateur avant d'être envoyé de ce récupérateur dans la chambre de combustion.

En U.R.S.S. des turbines à gaz sont produites par toutes les grandes usines à turbines à vapeur.

Dès maintenant, on construit des turbines à gaz ayant une puissance utile de 50 000 kW et même davantage.

§ 2. Principes thermiques de la théorie des turbines à gaz

Sous sa forme la plus simple, une installation de turbines à gaz comprend la turbine à gaz proprement dite, le compresseur d'air, la chambre de combustion et le récupérateur de chaleur ou réchauffeur (fig. 225).

Le gaz moteur (produits de combustion mélangés à l'air, air pur ou autre gaz), après avoir été comprimé et réchauffé jusqu'à une certaine température, pénètre dans la turbine à gaz où il se détend en transformant son énergie thermique en une énergie mécanique. Le rotor de la turbine à gaz peut comprendre un seul étage ou plusieurs étages. Les ailettes fixes (ailettes directrices, tuyères) sont installées entre les disques du rotor et fixées au corps ou carter de turbine.

On sait d'après les lois thermodynamiques, que l'on peut calculer la vitesse d'un gaz à la sortie d'une tuyère par la relation suivante:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \qquad (6\text{-}89)$$

avec φ facteur de perte de vitesse dans les tuyères sous l'effet de la turbulence de l'écoulement gazeux, du frottement du gaz contre les parois, etc.;

k exposant adiabatique;

$p_1 v_1$ pression initiale, en pascals, et volume massique initial, en m^3/kg, du gaz à l'entrée dans les tuyères d'admission;

p_2 pression du gaz à la sortie des tuyères d'admission, en pascals.

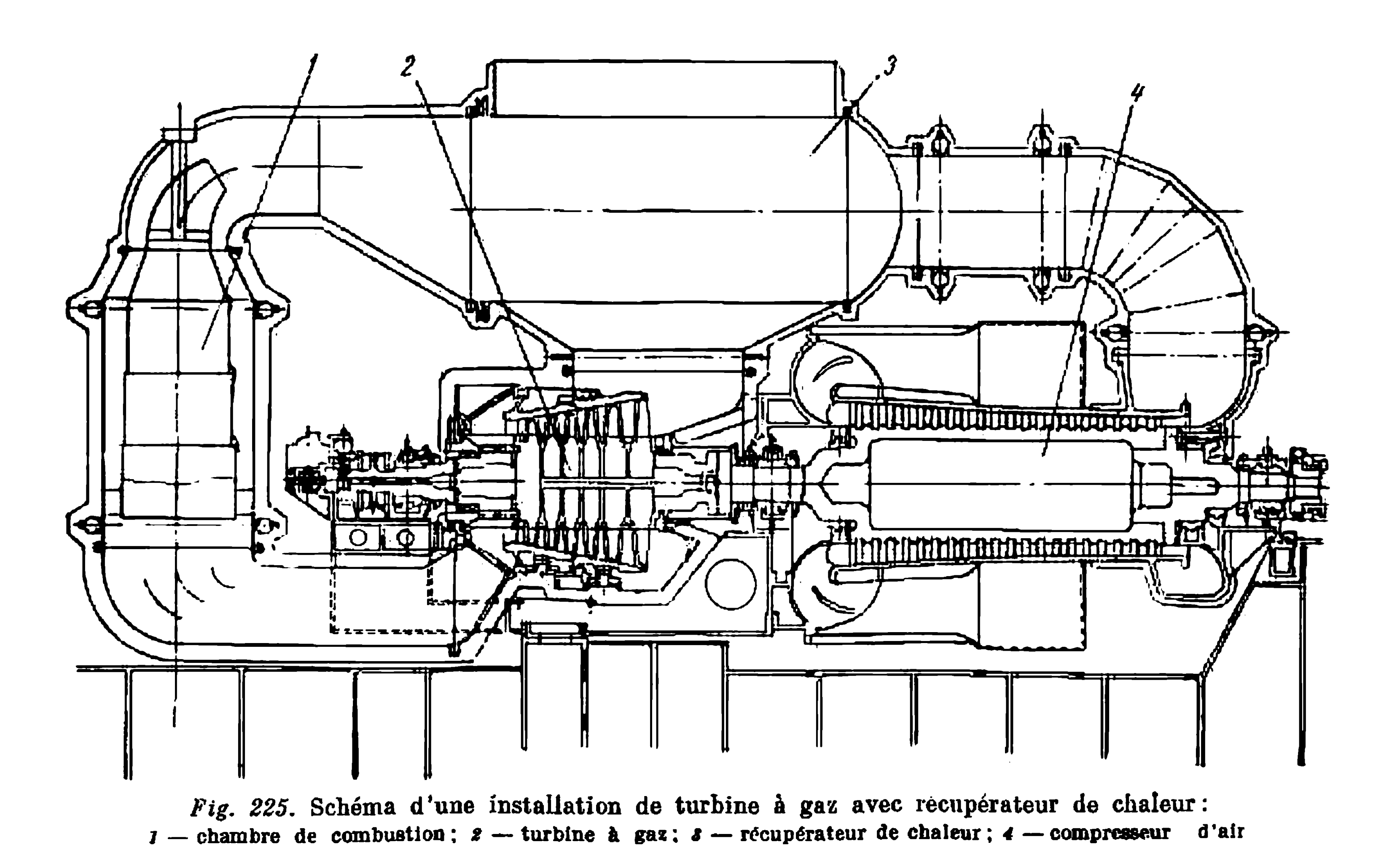


Fig. 225. Schéma d'une installation de turbine à gaz avec récupérateur de chaleur:
1 — chambre de combustion; 2 — turbine à gaz; 3 — récupérateur de chaleur; 4 — compresseur d'air

Après s'être détendu dans les tuyères (appareil directeur), le gaz entre à grande vitesse dans la couronne de l'étage moteur de la turbine. En s'écoulant entre les ailettes motrices spécialement profilées des disques de turbine, cet écoulement gazeux transforme son énergie cinétique en une énergie mécanique de rotation.

Les turbines à gaz peuvent être des turbines à action, si la détente des gaz s'effectue seulement dans l'appareil directeur, ou bien des turbines à réaction, si les gaz se détendent non seulement dans l'appareil directeur, mais encore dans les ailettes motrices.

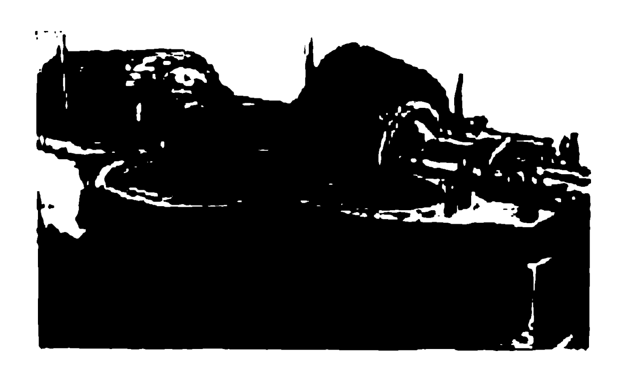


Fig. 226. Turbine à gaz à étages multiples, après enlèvement du demi-carter supérieur

Dans certains cas, un étage d'action comporte deux ou trois rangées d'ailettes motrices, et chacune de ces rangées ou couronnes constitue un étage de vitesse. Une telle turbine est une turbine à plusieurs étages de vitesse. Le gaz se détend dans le premier appareil directeur, puis transforme son énergie cinétique en énergie mécanique successivement dans chacun des étages de vitesse.

Le plus souvent, les turbines comportent plusieurs étages (3 à 10 étages ou même davantage). Dans ce cas, la détente des gaz depuis la pression d'admission p_1 jusqu'à la pression finale p_2 est répartie d'une façon presque uniforme entre tous les étages. La fig. 226 montre une turbine à gaz à étages multiples, dont on a enlevé le demi-carter supérieur.

On choisit un type de turbine en fonction de son utilisation, des conditions de travail et de la puissance nécessaire. Les gaz épuisés, après avoir travaillé dans la turbine, sont envoyés dans un récupérateur de chaleur ou bien sont directement évacués à l'air libre (dans les installations très simples et peu économiques).

Le compresseur d'air, qui peut être à un seul corps ou à plusieurs corps (dans les installations à deux arbres), sert à comprimer préalablement l'air qui participe au cycle thermodynamique. Les installations de turbine à gaz utilisent des compresseurs axiaux, des compresseurs centrifuges et parfois des compresseurs hélicoïdaux. Après

avoir traversé un filtre épurateur, l'air est aspiré par le compresseur où il est comprimé jusqu'à une pression déterminée.

A la sortie du compresseur, l'air comprimé entre dans le récupérateur de chaleur pour être réchauffé, puis passe dans la chambre de combustion. Dans les installations très simples, il n'y a pas de récupérateur de chaleur. Le combustible introduit sous pression est allumé et brûle dans la chambre de combustion. Cette combustion s'effectue à une température élevée qui dépasse 1 500 °C. Pour obtenir que la température des gaz à la sortie de la chambre de combustion soit acceptable pour la turbine à gaz, il faut donc refroidir ces gaz en leur ajoutant une quantité importante d'air comprimé.

L'arbre de la turbine porte également un moteur électrique de démarrage, pour mettre en marche la turbine et le compresseur à partir du repos.

Les installations de turbine à gaz peuvent être à deux arbres. Dans ce cas, l'ensemble de la turbine à gaz comprend deux corps séparés, dans lesquels les gaz moteurs se détendent successivement. L'une de ces turbines entraîne la génératrice électrique et est appelée la turbine utile ou turbine de puissance utile. La deuxième est montée sur le même arbre que le compresseur et sert à entraîner ce dernier. Dans une installation à deux arbres, la turbine à gaz du compresseur peut fonctionner à vitesse variable, ce qui est avantageux pour régler la puissance de l'installation en fonction de la charge de la génératrice électrique.

L'installation de turbine à gaz que nous venons de décrire est dite à cycle ouvert. Dans une telle installation, l'air reçu par le compresseur provient de l'atmosphère, et les gaz qui ont travaillé dans la turbine sont également rejetés dans l'atmosphère.

Depuis quelques dizaines d'années on étudie un autre type d'installation, qui est le type à cycle ou circuit fermé.

Les installations de turbine à gaz à circuit fermé utilisent habituellement comme gaz moteur de l'air, mais également, dans certains cas, d'autres gaz tels que l'hydrogène, l'hélium et le gaz carbonique. Après avoir franchi le compresseur et le récupérateur de chaleur, l'air est envoyé dans une chaudière à air, dont la construction ressemble à celle d'une chaudière à vapeur. Dans le foyer de cette chaudière, on peut brûler un combustible quelconque. L'air moteur, après avoir été réchauffé dans la chaudière à air, est envoyé dans cette turbine. Après avoir travaillé dans la turbine, l'air passe dans le récupérateur de chaleur, où il cède une partie de sa chaleur résiduelle à un contre-courant d'air sortant du compresseur. A la sortie du récupérateur de chaleur, l'air qui a travaillé est refroidi dans un réfrigérant spécial, puis revient dans le compresseur et ensuite dans la chaudière. De cette façon, le fluide moteur parcourt un circuit fermé.

L'augmentation de pression est habituellement à peu près la même dans une installation à circuit fermé que dans une installation à circuit ouvert. Les pressions absolues du fluide moteur sont assez élevées: elles sont d'environ 40 à 50 bars avant la turbine et d'environ 10 à 12,5 bars après la turbine.

On peut calculer la vitesse du gaz à la sortie de l'appareil directeur non seulement à l'aide de la relation (6-89) indiquée précédemment, mais également à l'aide de la relation thermodynamique suivante:

$$c_1 = \varphi 91{,}5 \sqrt{i_0 - i_{1t}}, \tag{6-90}$$

dans laquelle c_1 vitesse réelle de l'écoulement du gaz à la sortie de la tuyère, en m/s;

φ coefficient de perte de vitesse dans les tuyères sous l'effet des tourbillons gazeux, du frottement du gaz contre les parois, etc.;

i_0 et i_{1t} enthalpies du fluide moteur respectivement à l'entrée et à la sortie de la tuyère, la détente étant supposée adiabatique. On détermine ces enthalpies à l'aide du diagramme *is* du gaz.

Dans une détente adiabatique, le travail produit par 1 kg de gaz a la valeur suivante, en fonction des caractéristiques des états initial et final:

$$L_0 = \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} rT_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] =$$

$$= \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \tag{6-91}$$

Si l'on emploie un diagramme *Ts* pour étudier la détente d'un gaz, on peut calculer la vitesse de ce gaz à la sortie de la tuyère par la relation suivante:

$$c_1 = 91{,}5 \varphi \sqrt{c_p (T_0 - T_{1t})}, \tag{6-92}$$

avec T_0 température absolue du gaz à l'entrée de la tuyère, en °K;

T_{1t} température absolue du gaz à la sortie de la tuyère, la détente étant supposée adiabatique, en °K;

c_p chaleur spécifique du gaz à pression constante.

Après s'être détendu dans les tuyères, le gaz pénètre avec une certaine vitesse dans les canaux formés par les ailettes motrices. Dans ces canaux, l'énergie cinétique du courant gazeux est transformée en une énergie mécanique de rotation du disque de turbine.

Cette transformation est accompagnée de pertes d'énergie cinétique causées par les résistances aérodynamiques à l'intérieur des canaux des ailettes.

La puissance produite par la turbine à gaz est utilisée pour entraîner une génératrice électrique et le compresseur de cette turbine:

$$N_g = N_t - N_c. \tag{6-93}$$

La puissance de la génératrice électrique, qui est la puissance utile de l'installation, est donc inférieure à la puissance totale ou puissance brute de la turbine d'une grandeur égale à la puissance absorbée par le compresseur.

§ 3. Les cycles thermiques des turbines à gaz

Les turbines à gaz à chambre de combustion à pression constante fonctionnent suivant un cycle de Brighton modifié.

La fig. 227 représente dans un système de coordonnées *Ts* le cycle de Brighton, ou cycle parfait d'une turbine à gaz à pression

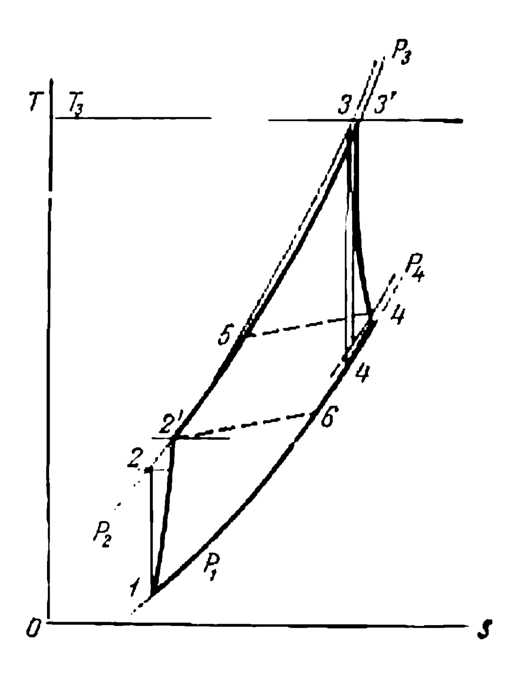


Fig. 227. Cycle théorique (*1-2-3-4-1*) et cycle réel (*1-2'3'-4'-1*) d'une installation de turbine à gaz avec récupération, compte tenu des pertes dans les conduits de gaz et d'air

constante. Ce cycle comprend deux isobares et deux adiabatiques. La courbe *1-2* correspond à la compression adiabatique dans le compresseur, et la courbe *3-4* correspond à la détente adiabatique dans la turbine. Comme les isobares divergent dans le sens des températures croissantes, la chute de température au cours de la détente est supérieure à celle qui correspond à la compression.

Le travail de compression produit dans le compresseur peut être calculé par la formule suivante:

$$L_c = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right) \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \Big] . \qquad (6\text{-}94)$$

De même, on calcule le travail de détente dans la turbine par la relation suivante:

$$L_t = \frac{k}{k-1} p_2 v_3 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \qquad (6\text{-}95)$$

(les indices affectés à p et v correspondent aux divers points du diagramme Ts).

Pendant la transformation isobare *2-3*, on fournit au gaz la quantité de chaleur suivante:

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2) \text{ kcal/kg}, \qquad (6\text{-}96)$$

avec T_3 et T_2 températures absolues, en °K.

Le travail de compression réalisé dans le compresseur a la valeur suivante, en unités thermiques:

$$AL_c = c_p (T_2 - T_1) \text{ kcal/kg}. \qquad (6\text{-}97)$$

On peut calculer le travail de détente du gaz dans la turbine par la relation suivante:

$$AL_t = c_p (T_3 - T_4) \text{ kcal/kg}. \qquad (6\text{-}98)$$

Le rendement thermique du cycle parfait de l'installation a pour valeur:

$$\eta_t = \frac{AL_t - AL_c}{Q_1} = \frac{c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} . \qquad (6\text{-}99)$$

On a : $\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$. Si l'on pose $\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon$ et $\frac{k-1}{k} = m$, on obtient après transformation:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^m} . \qquad (6\text{-}100)$$

Le rendement thermique d'un cycle parfait de turbine à gaz dépend donc seulement du degré d'augmentation de la pression dans le compresseur et de l'exposant adiabatique, et il est indépendant de la température du cycle. Le rendement thermique du cycle parfait augmente avec le rapport des pressions.

Si l'on néglige les pertes dans la turbine et le compresseur, le travail utile de la turbine a la valeur suivante, en unités thermiques:

$$AL_{inst} = c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1) =$$

$$= Ar \frac{k}{k-1} \left\{ T_3 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} . \qquad (6\text{-}101)$$

Dans un cycle réel de turbine à gaz, la compression dans le compresseur et la détente dans la turbine sont nécessairement polytropiques, par suite des pertes inévitables qui accompagnent l'écoulement de l'air et des gaz dans la partie active. En outre, la pression du gaz diminue quelque peu sous l'effet des pertes de charge entre le compresseur et la turbine et après la sortie de la turbine. C'est pourquoi le cycle réel est représenté par le contour *1-2'-3'-4'-1* sur la fig. 227.

Désignons le rendement interne relatif de la turbine par η_t et le rendement interne relatif du compresseur par η_c. Le rendement interne absolu de l'installation a la valeur suivante, si l'on considère le cycle réel:

$$\eta_{inst} = \frac{H_t\eta_t - \frac{H_c}{\eta_c}}{Q_1} = \frac{c_p (T_3 - T_4)\,\eta_t - c_p (T_2 - T_1)\,\frac{1}{\eta_c}}{c_p (T_3 - T_2)}, \quad (6\text{-}102)$$

avec H_t et H_c chutes adiabatiques de chaleur dans la turbine et dans le compresseur.

En remplaçant les chutes de chaleur par le rapport des pressions dans le cycle, nous obtenons:

$$\eta_{inst} = \frac{c_pT_3\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]\eta_t - \frac{c_p}{\eta_c}T_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}{c_p\left\{T_3 - T_1 - \frac{T_1}{\eta_c}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]\right\}}. \quad (6\text{-}103)$$

En utilisant les notations précédentes du rapport de compression et en posant $T_3/T_1 = \tau$, nous obtenons:

$$\eta_{inst} = \frac{\tau\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^m}\right)\eta_t - (\varepsilon^m - 1)\,\frac{1}{\eta_c}}{\tau - 1 - (\varepsilon^m - 1)\,\frac{1}{\eta_c}}. \quad (6\text{-}104)$$

La fig. 228 représente les variations de diverses variables du cycle, en fonction du rapport des pressions, pour des températures déterminées de l'air à l'entrée du compresseur et des gaz à l'entrée de la turbine.

L'expression du rendement thermique de l'installation permet de calculer la valeur optimale du rapport des pressions, c'est-à-dire celle qui donne le travail utile maximal. Pour cela, il faut calculer la dérivée première du numérateur relativement au rapport des pressions ε, écrire que cette dérivée est nulle et en déduire la valeur de ε_{opt} (valeur optimale).

En étudiant les courbes de la fig. 228, on voit facilement que la puissance utile maximale de l'installation $H_t\eta_t - H_c\frac{1}{\eta_c}$ ne concorde pas avec le rendement maximal η_{inst}. En d'autres termes, si l'on veut obtenir le plus fort rendement absolu interne, il faut adopter un rapport de compression différent de celui qui nous a donné précédemment le maximum de η_t. La compression optimale correspondant au rendement maximal de l'installation est un peu supérieure à la compression qui correspond à la puissance utile maximale.

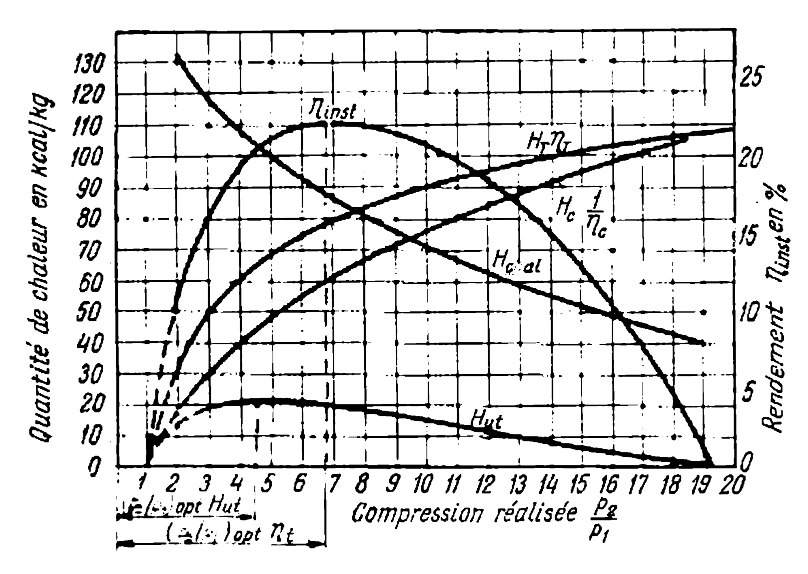


Fig. 228. **Variation des caractéristiques de fonctionnement:** H_t, H_c **et** η_{inst} **d'une installation de turbine à gaz**

La température des gaz à l'entrée de la turbine a une grande influence sur le rendement de l'installation. Il en est évidemment de même des rendements de la turbine à gaz et du compresseur.

L'augmentation du rendement interne relatif de la turbine et du compresseur a pour effet d'accroître le rendement global de l'installation et d'accroître également la valeur optimale de la compression. Dans les installations modernes de turbine à gaz, les rendements internes relatifs de la turbine et du compresseur sont voisins de 86 à 92 %.

La compression optimale dépend avant tout de la température des gaz à l'entrée dans la turbine et augmente avec cette température.

On peut rapprocher considérablement les cycles des turbines à gaz du cycle de Carnot, si l'on s'arrange pour que la compression dans le compresseur et la détente dans la turbine soient à peu près isothermes, et si l'on utilise au maximum la chaleur des gaz qui ont travaillé dans la turbine pour réchauffer l'air à la sortie du compresseur, c'est-à-dire pour récupérer leur chaleur.

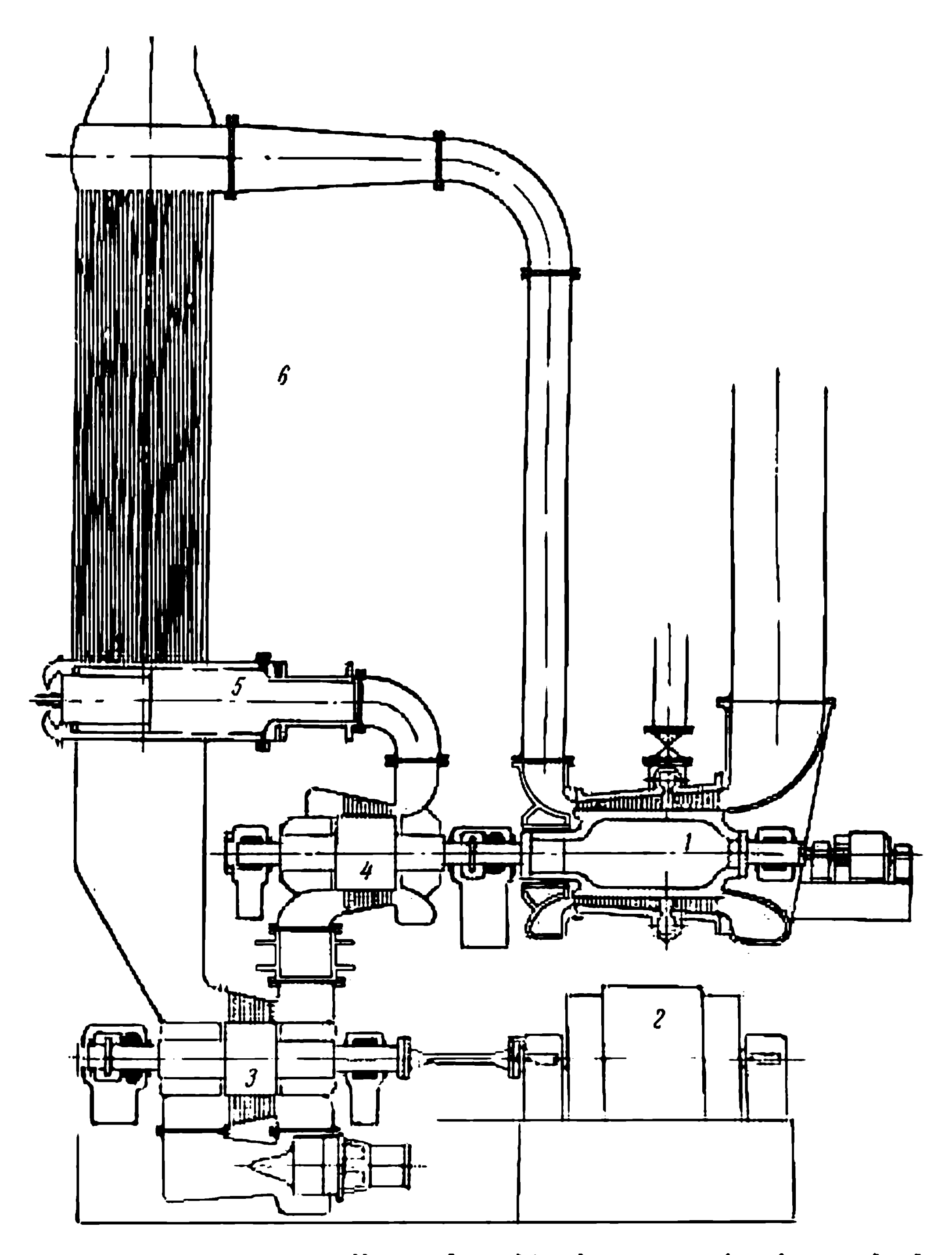


Fig. 229. Schéma d'une installation de turbine à gaz avec récupérateur de chaleur :

1 — compresseur ; 2 — génératrice électrique ; 3 — turbine à gaz à basse pression ; 4 — turbine à gaz à haute pression ; 5 — chambre de combustion 6 — récupérateur de chaleur

La fig. 229 représente schématiquement une installation de turbine à gaz, dans laquelle les gaz sortant de la turbine ont encore une température assez élevée et sont envoyés dans le récupérateur de chaleur, où ils réchauffent l'air qui provient du compresseur. Par ailleurs, une telle installation ne diffère pas de l'installation examinée précédemment.

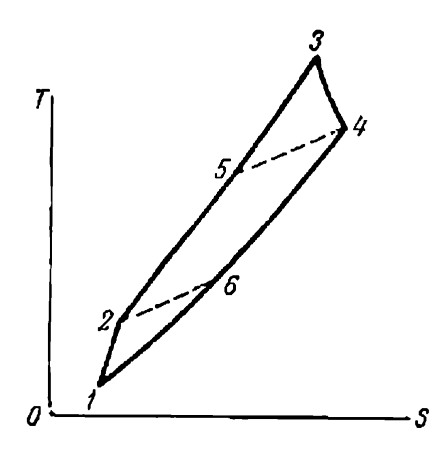


Fig. 230. **Cycle de turbine à gaz avec récupération**

Sur le diagramme représentant ce cycle (fig. 230), la courbe *2-5* correspond au réchauffage de l'air dans le récupérateur de chaleur, et la courbe *4-6* correspond au refroidissement des gaz.

Le rapport

$$\sigma = \frac{T_5 - T_2'}{T_4' - T_2'} \tag{6-105}$$

est le degré ou rapport de récupération de la chaleur. Dans un cycle parfait à récupération, la température de l'air T_5 à la sortie du récupérateur est égale à la température des gaz T_4' à la sortie de la turbine, mais la température des gaz à la sortie du récupérateur est égale à la température de l'air à la sortie du compresseur. Dans un tel cas, on aurait une récupération de 100 %. Pratiquement, on adopte un facteur de récupération de la chaleur compris entre 0,7 et 0,85. En augmentant ce facteur de récupération, on augmente également la surface de chauffe du récupérateur, et l'installation devient très volumineuse.

Le rendement absolu interne d'un cycle réel d'installation à récupération a pour valeur:

$$\eta_{\substack{inst \\ \sigma \neq 0}} = \frac{H_t \eta_t - \frac{H_c}{\eta_c}}{Q_1 - Q_{réc}}, \tag{6-106}$$

avec $Q_{réc}$ quantité de chaleur cédée à l'air dans le récupérateur.

La récupération de chaleur améliore considérablement les qualités économiques d'une installation de turbines à gaz. Il convient donc d'appliquer cette récupération, dans les limites optimales, dans toutes les turbines à gaz, y compris celles des installations de transport (installations mobiles).

Si l'on avait un facteur de récupération $\sigma = 1$, le rendement de l'installation deviendrait:

$$\eta_{\substack{inst \\ \tau=1}} = 1 - \frac{\varepsilon^m}{\tau\eta_t\eta_c}. \qquad (6\text{-}107$$

Avec une récupération de la chaleur, la compression optimale du cycle diminue comparativement à celle d'un cycle simple (sans récupération). Dans le cas particulier $\sigma = 0{,}5$, la compression optimale du cycle a pour valeur:

$$\varepsilon_{inst.\,opt} = \sqrt{\tau\eta_t\eta_c}. \qquad (6\text{-}108)$$

Il faut encore tenir compte des baisses de pression, ou pertes de charge, résultant de la circulation de l'air et des gaz moteurs dans les tuyauteries comprises entre le compresseur, la chambre de combustion et la turbine, dans le récupérateur de chaleur, la chambre de combustion elle-même et le réfrigérant. Enfin, les pertes thermiques dans la chambre de combustion (combustion chimiquement ou mécaniquement incomplète et les pertes de chaleur dans le milieu environnant) influent également sur le rendement de l'installation. Quand on détermine le rendement réel en fonction du dispositif adopté pour l'installation de turbine à gaz, il faut donc également tenir compte de l'influence de tous les facteurs précités.

Si, dans un cycle de turbine à gaz, la compression et la détente sont isothermes et si l'on récupère la chaleur à 100 % (σ = 100 %), le rendement thermique de ce cycle est le même que celui du cycle de Carnot.

On pourrait réaliser une compression isotherme dans le compresseur si cette compression était accompagnée d'un refroidissement continuel, c'est-à-dire si l'on enlevait constamment de la chaleur à l'air au cours de la compression. Cela est irréalisable dans la pratique. On peut seulement se rapprocher de la compression isotherme par un refroidissement échelonné à l'intérieur du compresseur.

Il est théoriquement avantageux que la phase de détente soit également isotherme, c'est-à-dire que la température soit la même à l'entrée et à la sortie de la partie active de la turbine.

Dans une installation réelle, on emploie parfois des chambres de combustion intermédiaires (une ou deux chambres) pour accroître la température par échelons successifs. De cette façon, on rapproche quelque peu la détente d'une détente isotherme.

Habituellement, le réchauffage intermédiaire est accompagné par la récupération de chaleur. Si l'on applique uniquement le réchauffage intermédiaire, on accroît quelque peu la puissance utile de l'installation, mais le rendement n'augmente pas sensiblement.

Pour accroître le rendement des installations de turbines à gaz et principalement des installations fixes, on applique simultanément le refroidissement intermédiaire de l'air au cours de la compression dans le compresseur et le réchauffage intermédiaire des gaz au cours de la détente dans la turbine à gaz.

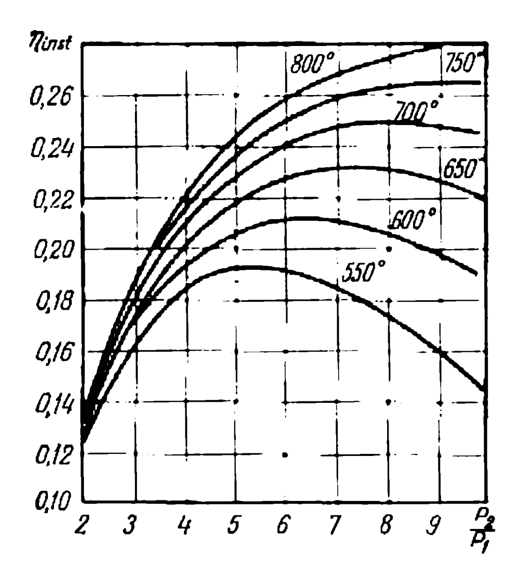


Fig. 231. Variation du rendement des turbines à gaz en fonction de la température d'admission du gaz moteur dans la turbine et du rapport de compression p_2/p_1

Le plus souvent, on emploie au maximum une chambre de combustion intermédiaire et deux réfrigérants intermédiaires. Dans un tel cycle, il est extrêmement avantageux de récupérer la chaleur.

Une installation de turbines à gaz fonctionnant suivant ce cycle peut être à deux arbres. Dans ce cas, la turbine à haute pression peut entraîner le compresseur à haute pression et la génératrice électrique, et la turbine basse pression entraîne alors le compresseur basse pression. L'adoption d'un cycle dans lequel le gaz moteur travaille à température élevée est l'élément le plus important de l'amélioration de l'économie des turbines à gaz modernes.

Un refroidissement de l'air avant l'admission dans le compresseur a généralement une grande importance dans l'amélioration du rendement. Même un très faible refroidissement de l'air extérieur aspiré dans le compresseur réduit son volume spécifique et augmente sa densité, et par suite accroît l'énergie nécessaire à sa compression.

L'établissement d'un projet doit donc tenir compte à la fois de la température moyenne et de la température minimale de l'air en chaque emplacement.

Les turbines à gaz ont plus d'efficacité quand il fait froid à l'extérieur.

L'expression de η_{inst} montre que les rendements particuliers de la turbine et du compresseur ont une grande influence sur la qualité économique de l'installation.

Ces rendements dépendent surtout de la qualité de fabrication de la partie active et de la résistance opposée par les couronnes d'ailettes des divers étages à la circulation du gaz moteur.

La fig. 231 montre la variation du rendement global des installations de turbines à gaz en fonction de la température d'admission dans la turbine.

On voit que le rendement et le rapport optimal de compression p_2/p_1 augmentent tous deux avec la température.

§ 4. Les rendements des installations de turbines à gaz

On calcule le rendement thermique d'un cycle parfait par les formules (6-99) et (6-100), le rendement interne d'un cycle réel par la formule (6-103) ou encore par la formule (6-106), s'il y a récupération de chaleur.

Pour l'ensemble d'une installation, on peut écrire:

$$\eta_{inst} = \frac{c_p (T_3 - T_4) \eta_t - \dfrac{c_p}{\eta_c} (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2) - c_p \sigma (T_4' - T_2')}, \qquad (6\text{-}109)$$

avec T_2' température à la fin de la compression polytropique.

Pour connaître le rendement effectif de l'installation, il faut tenir compte des pertes par combustion, chimiquement et mécaniquement incomplète dans la chambre de combustion, ainsi que des pertes mécaniques. Les pertes mécaniques comprennent les pertes par frottement dans les paliers de la turbine et du compresseur, l'énergie absorbée par la pompe à combustible et les autres appareils auxiliaires, par le régulateur, les pertes dans le réducteur, etc.

Compte tenu des pertes précitées, le rendement effectif global d'une installation de turbines à vapeur a pour valeur:

$$\eta_{inst\,eff} = \eta_{inst} \eta_{cc} \eta_m, \qquad (6\text{-}110)$$

avec η_m rendement mécanique de l'installation;
η_{cc} rendement de la chambre de combustion.

Dans une centrale électrique, il faut encore tenir compte des pertes dans la génératrice électrique:

$$\eta_{inst\ él} = \eta_{inst}\eta_{cc}\eta_{m}\eta_{g}. \qquad (6\text{-}111)$$

Dans une étude de projet d'installation de turbine à gaz, il faut tout d'abord choisir le type d'installation, le schéma thermique et le cycle thermique, en fonction de l'application prévue et de l'économie que l'on désire. On peut ensuite déterminer le rendement de l'installation, le rapport de compression optimal du cycle et les autres caractéristiques numériques nécessaires.

§ 5. Les turbines à gaz à combustion à volume constant

Dans les turbines à combustion à volume constant, la combustion s'effectue à volume constant dans la chambre. Il en résulte une forte augmentation de la pression dans cette chambre. Ces installations utilisent le cycle thermique de Humphrey.

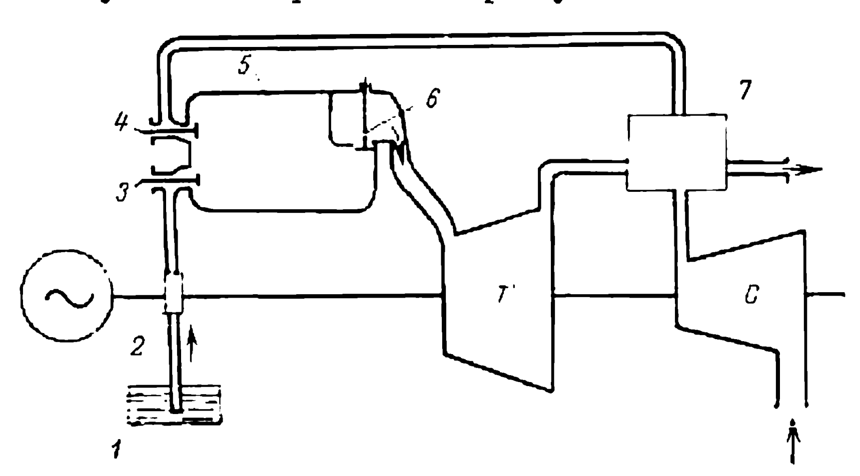


Fig. 232. **Schéma d'une installation de turbine à gaz à combustion à volume constant**

La fig. 232 montre schématiquement une installation de turbines à gaz à combustion à volume constant.

La chambre de combustion *5* comporte trois soupapes. L'air qui a été comprimé dans le compresseur entre dans cette chambre par la soupape *4*. Quand la chambre est chargée, la soupape *4* se ferme, et la pompe *2* envoie une certaine quantité de combustible provenant du réservoir *1* par la soupape *3* (combustible gazeux ou liquide). Ensuite, cette soupape 3 se ferme.

Il se forme un mélange combustible dans la chambre, et ce combustible est enflammé par une bougie électrique. La combustion se

fait à volume constant, car la soupape *6* reste fermée. La pression intérieure de la chambre augmente considérablement en très peu de temps, finit par ouvrir la soupape *6*, et les gaz s'écoulent dans les tuyères d'admission de la turbine. La pression diminue donc rapidement dans la chambre de combustion, si bien que la pression en amont de l'appareil directeur de la turbine est variable. A un certain instant de la diminution de la pression dans la chambre, la soupape *4* s'ouvre de nouveau, et la chambre de combustion est balayée par de l'air. L'air de balayage sortant de la chambre

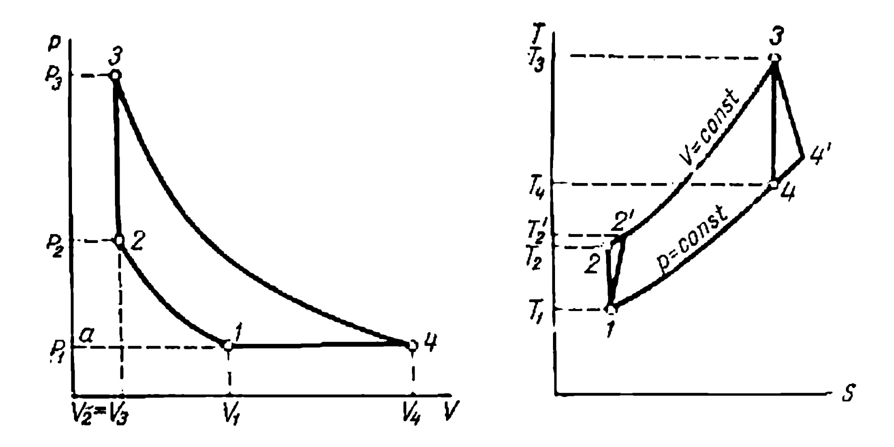


Fig. 233. **Cycle d'une turbine à gaz à v=const, dans des diagrammes pv et Ts**

5 parcourt la turbine à gaz et refroidit ses organes moteurs (ailettes, disques). Ensuite, la soupape *6* se ferme. Une nouvelle quantité de combustible est injectée, la combustion se reproduit, et les cycles de fonctionnement se répètent de cette façon dans la chambre de combustion. La durée de la combustion est de 0,8 à 1,4 s. Il y a donc 60 cycles de combustion par minute ou davantage dans la chambre de combustion. Les gaz sortent de cette chambre à une température élevée. Il faut donc simplifier autant que possible la construction de ces turbines à gaz et refroidir les pièces qui ont été portées à des températures élevées.

L'écoulement des gaz hors de la chambre de combustion se fait à pression variable. Il en résulte que la vitesse des gaz dans l'appareil directeur est également variable, ce qui nuit au rendement de la turbine à gaz.

La fig. 233 montre le cycle de fonctionnement à $v = \text{const}$ dans des diagrammes pv et Ts. Le rendement thermique du cycle à combustion à volume constant a pour valeur:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p\,(T_4 - T_1)}{c_v\,(T_3 - T_2)}, \qquad (6\text{-}112)$$

avec $Q_2 = c_p(T_4 - T_1)$ perte de chaleur dans les gaz d'échappement;

$Q_1 = c_v(T_3 - T_2)$ chaleur dégagée par la combustion.

Si l'on pose : $\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon$ et $\frac{p_3}{p_2} = \varepsilon_v$, on peut écrire:

$$\frac{p_2}{p_3} = \frac{T_2}{T_3} = \frac{T_2}{T_1}\frac{T_1}{T_3} = \frac{\varepsilon^m}{\tau} \left(\text{où } m = \frac{k-1}{k}\right)$$

ou

$$\frac{1}{\varepsilon_v} = \frac{\varepsilon^m}{\tau} \left(\text{où } \tau = \frac{T_3}{T_1}\right).$$

Comme d'autre part $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_2}{T_1}\frac{T_3}{T_2}\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^m \left(\frac{p_3}{p_2}\right) \left(\frac{p_1}{p_3}\right)^{m-1} = \left(\frac{\varepsilon^m}{\tau}\right)^{m-1}$, nous avons:

$$\eta_t = 1 - k\,\frac{\left[\left(\frac{\varepsilon^m}{\tau}\right)^{m-1} - 1\right]}{\tau - \varepsilon^m}. \qquad (6\text{-}113)$$

Le rendement thermique du cycle augmente avec le rapport de compression ε. Cette augmentation est particulièrement rapide quand ε est faible. Quand ce rapport augmente, le rendement thermique du cycle de Humphrey se rapproche de plus en plus de celui du cycle de Carnot.

Compte tenu des rendements η_t et η_c, le rendement interne absolu d'un cycle réel de turbine à gaz à combustion à volume constant a la valeur suivante, qui ne tient pas compte des pertes de pression :

$$\eta_{inst} = \frac{H_t\eta_t - H_c\frac{1}{\eta_c}}{Q_1}, \qquad (6\text{-}114)$$

avec $Q_1 = c_v\,(T_3 - T_2')$;

T_2' température de l'air à la sortie du compresseur, la compression étant polytropique.

Comme la pression dans la chambre de combustion est variable, la chute de chaleur H_t dans la turbine à gaz est également variable. Il faut en tenir compte lorsqu'on calcule le travail disponible.

§ 6. Les installations de turbines à gaz à cycle fermé

La fig. 234 est un schéma de principe d'une installation à circuit fermé.

Le gaz moteur, qui peut être de l'air pur ou un autre gaz, est comprimé dans le compresseur *2*, puis traverse le récupérateur de chaleur *7* et entre ensuite dans le réchauffeur spécial, ou chaudière à air *3*.

La chaudière à air possède un foyer *4*, dans lequel on peut pratiquement brûler un combustible quelconque: gazeux, liquide ou solide (pulvérisé dans ce dernier cas). A la sortie de la chaudière à air, le gaz moteur est envoyé dans la turbine à gaz *1*, où il se détend en produisant un travail et entraîne la génératrice électrique *5*.

L'installation de turbines peut être à un étage, à deux étages ou à trois étages. Dans les deux derniers cas, le gaz moteur peut être réchauffé jusqu'à sa température d'admission initiale dans un

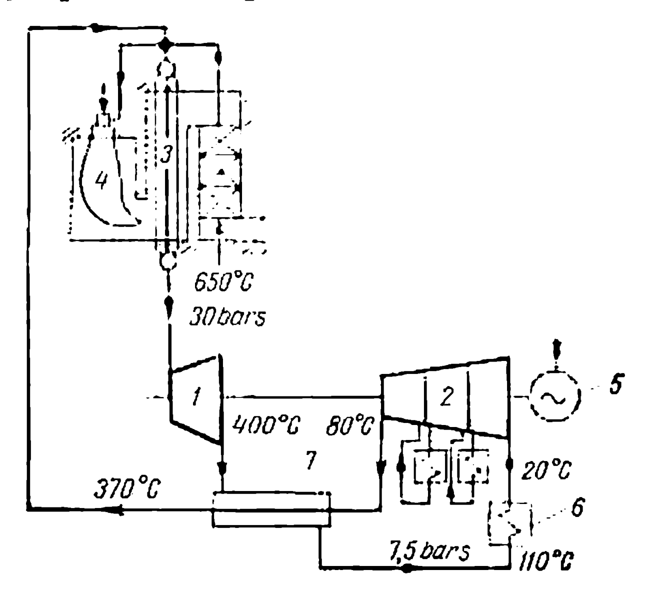


Fig. 234. Schéma d'une installation de turbine à gaz à circuit fermé (Escher-Wyss)

réchauffeur spécial, faisant corps avec la chaudière à air principale, avant d'être envoyé dans le corps ou étage suivant. A la sortie de la turbine à gaz, le gaz est envoyé dans le récupérateur de chaleur *7*, où il se refroidit en cédant sa chaleur au gaz moteur qui vient du compresseur. A la sortie du récupérateur, le gaz traverse un premier réfrigérant *6*, qui le refroidit presque jusqu'à la température de l'air extérieur. Ensuite, ce gaz est de nouveau aspiré par le compresseur. Habituellement, l'installation de compression possède un ou plusieurs réfrigérants intermédiaires *6*. Cela permet au compresseur d'avoir un grand débit. Comme nous l'avons déjà mentionné, le gaz moteur qui a été comprimé dans le compresseur traverse le récupérateur de chaleur et ainsi de suite. On voit que, si la puissance est constante, l'installation est toujours parcourue par la même quantité de gaz moteur. Le fonctionnement à cycle fermé que nous venons de décrire ne diffère pas en principe du fonctionnement à circuit ouvert. Les formules établies précédemment pour calculer le rendement global de l'installation et le rapport optimal de compression peuvent donc être appliquées au cas actuel.

Dans une installation à circuit fermé, il est possible d'aspirer dans le compresseur un fluide moteur qui se trouve à une pression supérieure à la pression atmosphérique, et c'est ce que l'on fait habituellement. Avec un même rapport de compression dans le cycle, la turbine reçoit donc un gaz moteur qui se trouve à une pression plus élevée.

Les échangeurs de chaleur fonctionnent mieux quand la pression augmente, parce que le coefficient de transmission de chaleur d'un

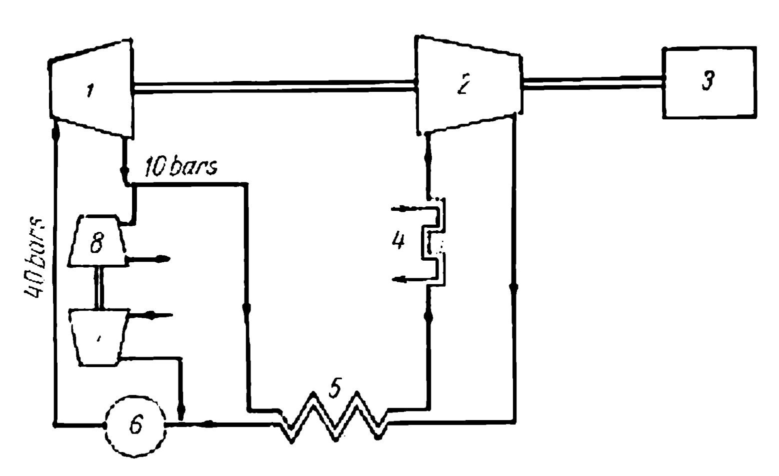


Fig. 235. Schéma d'une installation de turbine à gaz à circuit semi-ouvert (Westinghouse) :

1 — turbine à gaz; *2* — compresseur; *3* — génératrice électrique; *4* — réfrigérant; *5* — récupérateur de chaleur; *6* — chambre de combustion; *7* — compresseur auxiliaire; *8* — turbine auxiliaire

écoulement gazeux dépend du produit de la vitesse par la pression. L'organe le plus encombrant dans une installation à circuit fermé est la chaudière à air.

Les rendements des installations actuelles à circuit fermé atteignent 32 % et même davantage.

Les hautes pressions employées dans les systèmes en circuit fermé réduisent très sensiblement les dimensions de la turbine, du compresseur et du récupérateur de chaleur.

Pour supprimer la chaudière à air encombrante et réduire ainsi l'encombrement global d'une installation de turbines à gaz, on a proposé divers systèmes fonctionnant en circuit demi-fermé, ou circuit demi-ouvert.

La fig. 235 représente schématiquement une telle installation, étudiée et réalisée par la Maison Américaine Westinghouse.

Le gaz moteur, qui est un mélange d'air et de produits de combustion, est comprimé dans le compresseur *2* jusqu'à 40 bars, puis envoyé dans le récupérateur de chaleur *5*. Il passe ensuite dans la chambre de combustion *6*, dans laquelle on injecte un combus-

tible gazeux ou liquide. Dans cette même chambre de combustion, on admet également une certaine quantité supplémentaire d'air pur, préalablement comprimé jusqu'à une pression convenable par un compresseur auxiliaire *7*, dont le débit est relativement faible. Le mélange des produits de combustion et d'un excédent d'air important est envoyé dans la turbine à gaz *1*, où il se détend à peu près jusqu'à 10 bars comme l'indique la fig. 235. Le rapport de compression de cette installation est donc égal à 4.

A la sortie de la turbine, une partie du gaz moteur est envoyée dans la turbine à gaz auxiliaire *8*, qui entraîne le compresseur auxiliaire *7*. Une proportion importante du gaz moteur sortant de la turbine principale traverse le récupérateur de chaleur, le réfrigérant *4* et retourne dans le compresseur principal *2*. La génératrice électrique *3* est montée sur le même arbre que le compresseur *2*.

Une telle installation utilise dans une certaine mesure les avantages des installations à circuit fermé, sans employer l'encombrante chaudière à air. Par contre, elle devient plus complexe par suite de la présence d'un groupe turbocompresseur supplémentaire, qui fournit l'air frais supplémentaire nécessaire à la combustion.

Le groupe turbocompresseur auxiliaire peut fonctionner à débit variable, ce qui permet de l'employer pour régler la puissance globale de l'installation.

Un groupe de turbines à gaz à circuit fermé ou semi-fermé peut atteindre une puissance de 100 MW et davantage.

Les installations à circuit fermé peuvent avoir un rendement assez élevé. En ce qui concerne l'économie, les installations à circuit semi-fermé ne diffèrent pas des installations à circuit ouvert, si la température initiale du gaz et les rendements des turbines et des compresseurs sont les mêmes dans les deux installations.

Certaines installations de turbines à gaz actuellement en service utilisent des machines cylindriques à pistons libres en qualité de compresseurs et de générateurs des gaz moteurs. Dans ces installations, la partie supérieure du cycle commun (voir le cycle en coordonnées pv), c'est-à-dire la partie à haute température, s'effectue dans le compresseur à pistons.

Le gaz qui s'est détendu partiellement dans le cylindre à piston et qui se trouve à une température réduite, est admis dans la turbine à gaz. La puissance totale de cette turbine est la puissance utile de l'installation. Ce cycle peut atteindre un rendement assez élevé.

Actuellement, on emploie surtout des installations fonctionnant en circuit ouvert et brûlant le combustible à pression constante. Ces installations sont parfois fixes et parfois également mobiles (installations de propulsion maritime et aéronautique, et de locomotives).

§ 7. Calculs thermodynamiques concernant les installations de turbines à gaz

Lorsqu'on étudie un projet d'installation de turbines à gaz, fixe ou mobile, dont la puissance est donnée, il faut d'abord choisir le type d'installation, le régime de fonctionnement, le combustible, et déterminer les données qui serviront ensuite aux calculs détaillés.

On peut admettre une température du gaz moteur comprise entre 700 et 850 °C. Dans les installations de puissance importante, il est bon d'adopter la récupération de chaleur, le refroidissement intermédiaire (entre étages) dans le compresseur et d'installer des chambres de combustion intermédiaires au cours de la détente. Ces dispositions accroissent le rendement de l'installation, mais elles la rendent plus encombrante, augmentent son prix, accroissent les difficultés de conduite et d'exploitation et réduisent la sécurité de fonctionnement.

Il faut tenir compte soigneusement de toutes ces circonstances lorsqu'on choisit le dispositif d'une installation et son cycle.

Il faut tout d'abord établir la disposition de principe de l'installation et s'arrêter à la complexité qui convient. L'installation peut être à un seul arbre ou à plusieurs arbres. On construit ensuite le diagramme du cycle en coordonnées Ts, en conformité avec le dispositif adopté.

Dans une installation de turbines à gaz, on détermine le coefficient d'excédent d'air α dans le gaz moteur à la sortie de la chambre de combustion, d'après le bilan thermique de la chambre de combustion et la température d'admission des gaz dans la turbine. En principe, on adopte un coefficient α compris entre 3 et 5, grâce à quoi les gaz de combustion proprement dits ne constituent qu'une fraction insignifiante du mélange gazeux moteur à l'entrée de la turbine. Dans les calculs, on peut adopter les valeurs moyennes suivantes de la chaleur spécifique au cours de la compression dans le compresseur (entre 200 et 600 °K) :

$$C_p = 0{,}243\,; \quad k = 1{,}393\,; \quad \frac{k-1}{k} = 0{,}282\,; \quad \frac{k}{k-1} = 3{,}546.$$

Pour la détente dans la turbine, c'est-à-dire entre 600 et 1 200 °K, on peut admettre :

$$C_p = 0{,}276\,; \quad k = 1{,}33\,; \quad \frac{k-1}{k} = 0{,}248\,; \quad \frac{k}{k-1} = 4{,}032.$$

Les calculs d'un cycle simple avec récupération de chaleur peuvent se faire dans l'ordre suivant : il faut d'abord se donner la température du gaz t_3 à l'entrée de la turbine et la température de l'air à l'entrée du compresseur. Pour celle-ci, on admet la température de l'air extérieur. Si l'on se donne encore les rendements internes

relatifs du compresseur et de la turbine, les formules qui ont été données précédemment permettent de calculer le rapport optimal de compression dans le cycle étudié. On choisit le degré ou coefficient de récupération en fonction de l'économie que l'on désire obtenir et de l'emploi de l'installation.

Température de l'air à la sortie du compresseur:

$$T'_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \varepsilon^m, \qquad (6\text{-}115)$$

avec T'_2 température finale de la compression adiabatique.

On a donc, pour l'échauffement adiabatique dans le compresseur:

$$\Delta T'_c = T'_2 - T_1. \qquad (6\text{-}116)$$

Compte tenu du rendement du compresseur, la chute réelle de température est la suivante:

$$\Delta T_c = \frac{\Delta T'_c}{\eta_c}. \qquad (6\text{-}117)$$

On a donc:

$$T'_2 = T_1 + \Delta T'_c \quad \text{et} \quad T_2 = T_1 + \Delta T_c, \qquad (6\text{-}118)$$

avec T_2 température finale de la compression polytropique.

Chute adiabatique de chaleur dans le compresseur:

$$H'_{c\,ad} = c_p (T'_2 - T_1). \qquad (6\text{-}119)$$

Chute réelle de chaleur:

$$H_c = c_p (T_2 - T_1). \qquad (6\text{-}120)$$

Puissance nécessaire (en kW) pour comprimer 1 kg d'air par seconde dans le compresseur:

$$N'_c = \frac{3\,600}{860} H'_{c\,ad} \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{1}{\eta_m}, \qquad (6\text{-}121)$$

avec η_m rendement mécanique du compresseur = 0,98 environ.

Température du gaz moteur à la sortie de la turbine, la détente étant adiabatique:

$$T'_4 = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \qquad (6\text{-}122)$$

Refroidissement adiabatique du gaz au cours de la détente dans la turbine:

$$\Delta T'_{t\,ad} = T_3 - T'_4. \qquad (6\text{-}123)$$

Refroidissement réel:

$$\Delta T_t = \Delta T_{t\,ad} \eta_t. \qquad (6\text{-}124)$$

Chute adiabatique de chaleur au cours de la détente du gaz dans la turbine:

$$H_{t\,ad} = c_p (T_3 - T'_4). \qquad (6\text{-}125)$$

Chute réelle de chaleur:

$$H_t = c_p (T_3 - T_4) = H_{t\,ad}\,\eta_t. \qquad (6\text{-}126)$$

Puissance produite dans la turbine par la détente de 1 kg de gaz moteur:

$$N_i' = \frac{3\,600}{860} H_{t\,ad}\,\eta_t\,\eta_m\,\text{kW}. \qquad (6\text{-}127)$$

Pour établir le projet d'une installation de turbine à gaz, on utilise les expressions suivantes des puissances de la turbine et du compresseur:

$$N_t = \frac{3\,600}{860} (G_a + G_{co})\, H_{t\,ad}\,\eta_t\,\eta_m\,; \qquad (6\text{-}128)$$

$$N_c = \frac{3\,600}{860} G_a H'_{c\,ad} \frac{1}{\eta_c \eta_m}\,, \qquad (6\text{-}129)$$

avec G_a débit d'air, en kg/s;
G_{co} débit de combustible, en kg/s.

Puissance utile de l'installation:

$$N_{inst} = N_t - N_c. \qquad (6\text{-}130)$$

On calcule par la méthode habituelle la quantité d'air théoriquement nécessaire pour brûler le combustible, en fonction de la variété et de la composition chimique du combustible.

Si l'on prévoit dans l'installation une récupération de chaleur, on peut calculer la température de l'air à la sortie du récupérateur par la relation suivante:

$$T_5 = T_2 + \sigma \frac{(T_4 - T_2)\, c_{pg}}{c_{pa}}\,, \qquad (6\text{-}131)$$

avec c_{pg} et c_{pa} (respectivement) chaleurs spécifiques du gaz et de l'air à pression constante.

L'air entre donc dans la chambre de combustion à la température T_5.

Equation du bilan thermique dans la chambre de combustion:

$$G_{co} (Q_i^t \eta_{cc} + c_{p\,co} t_{co}) + G_a c_{pa} t_5 = (G_a + G_{co})\, c_{pg} t_3, \qquad (6\text{-}132)$$

avec G_{co} débit de combustible, en kg/s;
G_a débit d'air, en kg/s;
Q_i^t pouvoir calorifique inférieur du combustible, en kcal/kg;
c_{pa} chaleur spécifique de l'air à la température t_5 et à la pression p_2, à la sortie du compresseur;
η_{cc} rendement de la chambre de combustion = 0,98, env.;

c_{pg} chaleur spécifique du gaz moteur à la sortie de la chambre de combustion, à une température t_3;

c_{pco} et t_{co} chaleur spécifique et température du combustible.

Débit d'air :

$$G_a = G_{co} \frac{Q_i^t \eta_{cc} + c_{p\,co} t_{co} - c_{pg} t_3}{c_{pg} t_3 - c_{pa} t_5}. \qquad (6\text{-}133)$$

On a d'autre part :

$$G_a = G_{co} \alpha z_0 \gamma_a \quad \text{ou} \quad G_{co} = \frac{G_a}{\alpha z_0 \gamma_a}, \qquad (6\text{-}134)$$

avec z_0 débit d'air théoriquement nécessaire, en Nm³/kg;

γ_a masse volumique de l'air, en kg/m³.

Débit de gaz moteur :

$$G_g = G_a + G_{co}. \qquad (6\text{-}135)$$

Coefficient d'excédent d'air :

$$\alpha = \frac{Q_i^t \eta_{cc} + c_{p\,co} t_{co} - c_{pg} t_3}{z_0 \gamma_a (c_{pg} t_2 - c_{pa} t_5)}. \qquad (6\text{-}136)$$

Puissance utile de l'installation :

$$N_{inst} = \frac{3\,600}{860} \left[(G_a + G_{co}) H_t \eta_t \eta_m - G_a H_c \frac{1}{\eta_c} \frac{1}{\eta_m} \right]. \qquad (6\text{-}137)$$

En remplaçant G_{co} par sa valeur (6-134), nous obtenons :

$$N_{inst} = \frac{3\,600}{860} G_a \left[\left(1 + \frac{1}{\alpha z_0 \gamma_a}\right) H_t \eta_t \eta_m - H_c \frac{1}{\eta_c} \frac{1}{\eta_m} \right]. \quad (6\text{-}138)$$

On en déduit le débit d'air nécessaire pour produire la puissance N_{inst} :

$$G_a = \frac{860}{3\,600} N_{inst} \left[\left(1 + \frac{1}{\alpha z_0 \gamma_a}\right) H_t \eta_t \eta_m - \frac{H_c}{\eta_c \eta_m} \right] \text{kg/s} \qquad (6\text{-}139)$$

Le calcul du cycle doit encore tenir compte des pertes de charge dans les conduits d'air et de gaz.

Dans le calcul du compresseur, le débit d'air trouvé précédemment est majoré habituellement de 1 à 2 %, pour tenir compte des pertes dans les presse-étoupe et de l'air consommé pour refroidir les ailettes et les disques de la turbine à gaz, etc.

Rendement de l'installation dans le cycle considéré :

$$\eta_{inst} = \frac{860}{3\,600} \frac{N_{inst}}{G_{co} Q_i^t}. \qquad (6\text{-}140)$$

Débit d'air par unité de puissance utile :

$$l = \frac{G_a\, 3\,600}{N_{inst}} \text{kg/kWh}. \qquad (6\text{-}141)$$

Consommation spécifique de combustible par unité de puissance utile :

$$b = \frac{3\,600\,G_{co}}{N_{inst}} \text{ kg/kWh.} \qquad (6\text{-}142)$$

Consommation spécifique de chaleur par unité de puissance :

$$q = \frac{3\,600\,G_{co}Q_i^t}{N_{inst}} \text{ kcal/kWh.} \qquad (6\text{-}143)$$

Rendement :

$$a = \frac{N_{inst}}{N_{co}}\,. \qquad (6\text{-}144)$$

§ 8. Les compresseurs

Pour comprimer l'air dans une installation de turbine à gaz, on emploie des compresseurs axiaux, centrifuges, hélicoïdaux.

Les installations fixes utilisent surtout des compresseurs axiaux à plusieurs étages, qui permettent d'obtenir un rapport de compression élevé ($\varepsilon = p_2/p_1$) avec un rendement $\eta_c = 0{,}84$ à $0{,}86$.

La fig. 236 représente schématiquement un compresseur axial. Le rotor de ce compresseur est constitué par des disques. Les ailettes mobiles sont disposées de façon à pouvoir faire varier leur orientation relativement à un écoulement axial.

Dans les cas où la pression diminue fortement dans la chambre de refoulement, ou encore lorsque le débit diminue considérablement (75 à 90 %) alors que la vitesse de rotation ne varie pas, l'écoulement peut se décoller sur les ailettes mobiles. C'est ce qu'on appelle le pompage. Quand le pompage apparaît dans les derniers étages, il se propage rapidement dans les étages précédents. Ensuite, la pression peut se rétablir dans les étages intermédiaires, puis diminuer de nouveau, et ainsi de suite. Lorsqu'il y a pompage, le compresseur devient habituellement bruyant et vibre, et son débit diminue fortement.

Le rendement d'un compresseur dépend de l'angle compris entre la direction de l'écoulement et l'axe du compresseur (angle d'attaque), de la vitesse et de la densité de l'écoulement, et enfin des dimensions géométriques de la partie active.

Le débit, le rapport de compression et le rendement du compresseur dépendent de la vitesse de rotation et du caractère de l'écoulement dans la partie active.

Les turbines à gaz d'aviation utilisent non seulement des compresseurs axiaux mais aussi des compresseurs centrifuges. Un seul étage d'un compresseur centrifuge réalise un rapport de compression aussi grand que celui de plusieurs étages d'un compresseur axial. Dans les compresseurs centrifuges modernes, le rendement atteint en moyen-

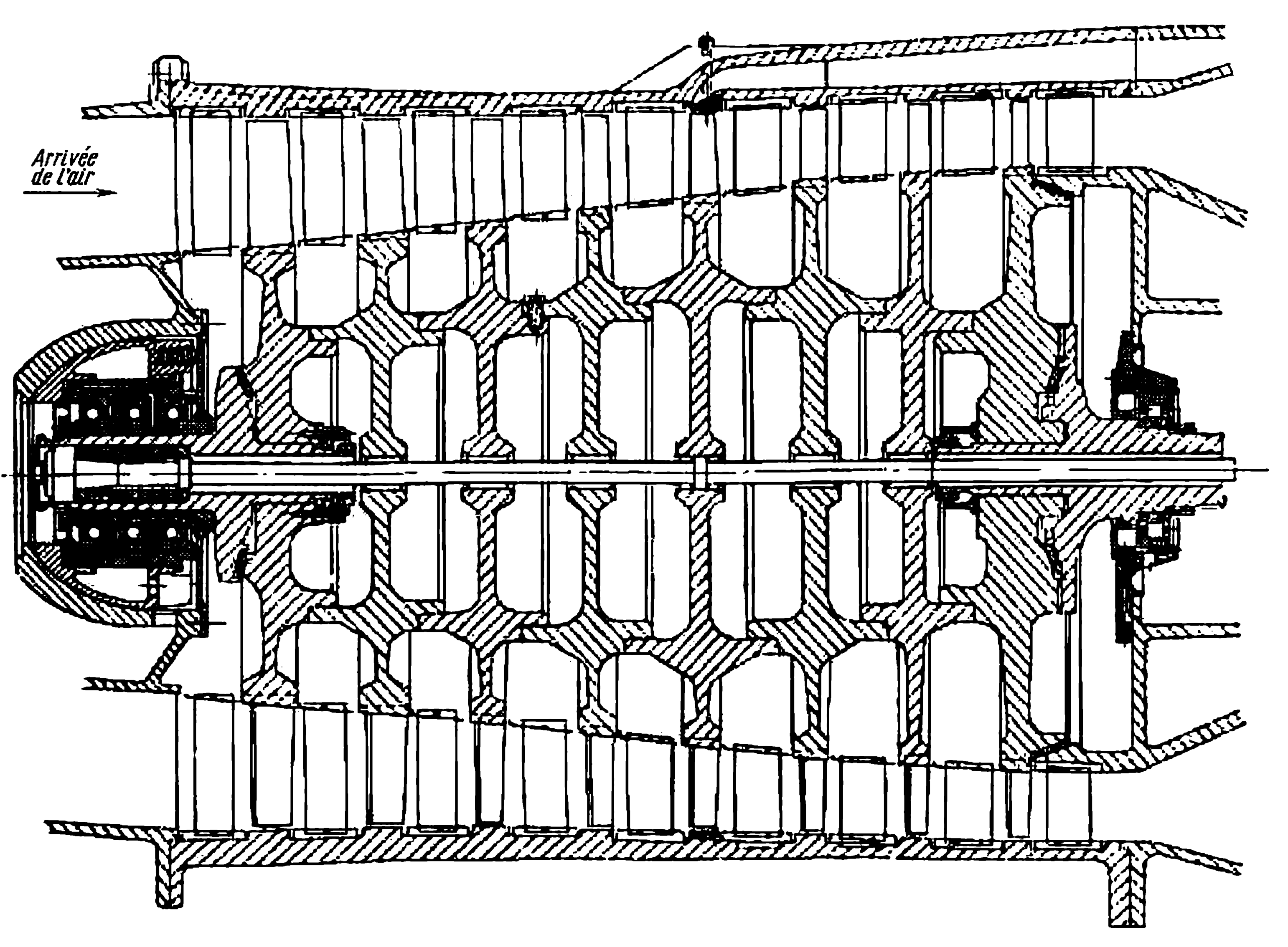


Fig. 236. Schéma d'un compresseur axial

ne $\eta_c = 0{,}8$ et même davantage. Le rapport de compression et le rendement d'un compresseur centrifuge dépendent essentiellement de la bonne disposition de l'aspiration d'air (remplissage uniforme de toute la section d'entrée), du profilage des canaux et du diffuseur à la sortie de l'ailettage. Dans certains modèles, le rapport de compression d'un étage peut atteindre *6*.

On peut calculer par la formule suivante le rendement adiabatique d'un compresseur:

$$\eta_{c\,ad} = \frac{T_1\,(\varepsilon^m - 1)}{T_2' - T_1}. \qquad (6\text{-}145)$$

Il est commode de comparer entre eux des compresseurs de divers modèles, d'après leurs rendements polytropiques:

$$\eta_{c\,pol} = \frac{k-1}{k}\,\frac{\ln\frac{p_2}{p_1}}{\ln\frac{T_2}{T_1}}. \qquad (6\text{-}146)$$

§ 9. Descriptions de turbines à gaz

La construction des turbines à gaz est analogue à celle des turbines à vapeur. Les turbines à gaz comprennent un rotor qui peut avoir la forme d'un tambour, un rotor forgé ou comportant plusieurs disques portant les ailettes mobiles, et d'autre part un stator qui est le corps immobile de la turbine et dans lequel sont fixées les ailettes distributrices ou les tuyères d'admission. Le mécanisme régulateur est installé sur le corps ou carter, dans la partie amont de la turbine. Les ailettes mobiles et les ailettes distributrices peuvent avoir le même profil.

La principale différence existant entre les turbines à gaz et les turbines à vapeur tient à ce qu'il n'existe pas de soupapes entre le compresseur et la turbine à gaz, ce qui évite les pertes de charge correspondantes. En outre, comparativement aux turbines à vapeur, les turbines à gaz utilisent des chutes de chaleur plus faibles, même quand elles fonctionnent avec des températures d'admission élevées. Il en résulte que le nombre des étages est habituellement faible dans les turbines à gaz, et que la hauteur des ailettes de ces turbines est importante depuis le premier jusqu'au dernier étage.

Les turbines à gaz sont des appareils moteurs peu encombrants même à grande puissance.

On construit actuellement des turbines à gaz qui sont surtout à circuit ouvert. Leur puissance unitaire est habituellement de 500 à 1000 kW, mais atteint parfois 50 000 kW ou même davantage. L'Usine de turbines de Kharkov construit des turbines de 50 000 kW en circuit ouvert. Dans l'avenir, la puissance des turbines à gaz se

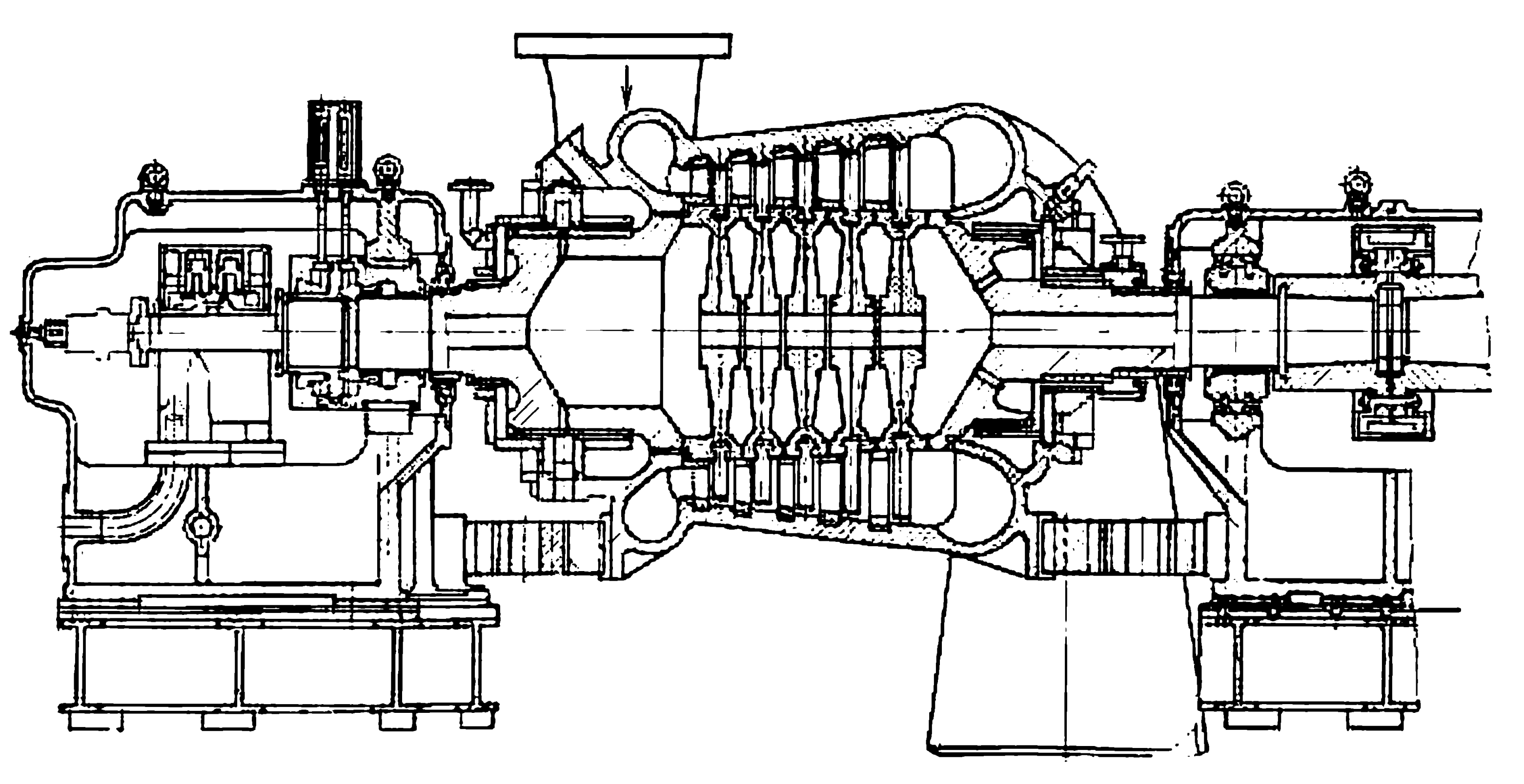


Fig. 237. **Turbine à gaz ЛМЗ à haute pression (coupe longitudinale)**

rapprochera de celle des turbines à vapeur modernes. La puissance unitaire maximale des installations augmente avec la température des gaz en amont de la turbine et avec la valeur optimale du rapport de compression obtenu par le compresseur.

Les installations de turbine à gaz à circuit fermé peuvent atteindre des puissances unitaires plus importantes du fait que le gaz moteur, qui circule dans l'installation, se trouve à une pression plus élevée.

La fig. 237 représente le corps à haute pression d'une turbine à gaz de 12 000 kW en deux corps.

Le corps ou étage à haute pression de la turbine à gaz ЛМЗ de 12 000 kW comprend cinq étages de pression dans le cylindre HP et trois dans le cylindre BP. Cette installation est étudiée pour admettre les gaz moteurs à une température de 650 °C et à une pression d'environ 4,2 bars abs. Le rendement effectif calculé est d'environ 25 % avec une chambre de combustion intermédiaire entre les deux corps, qui a pour effet de ramener la température des gaz à 650 °C. Les rotors des deux étages ont la forme de tambours constitués par des disques qui sont assemblés par soudage sur leur pourtour. Ce mode de construction donne des tambours légers et très robustes comparativement aux tambours forgés en une seule pièce. Le refroidissement des premiers étages de chaque corps est réalisé à l'aide de l'air comprimé qui, par l'intermédiaire de dispositifs d'étanchéité en labyrinthe, arrive dans les queues de la première couronne d'ailettes motrices.

La fig. 238 est une coupe longitudinale dans un groupe de turbine à gaz, constitué par un compresseur axial à étages multiples, par six chambres de combustion disposées autour de l'arbre et par une turbine à gaz à deux étages. Dans la boîte d'échappement de la turbine, on a prévu des cloisons annulaires déflectrices, qui réduisent les pertes de charge dans l'échappement des gaz. Cette turbine a une puissance de 5 000 kW à 6 700 tours/mn et fonctionne avec une température d'admission de 760 °C.

Dans une installation de turbine à gaz, les organes de réglage doivent assurer un fonctionnement stable à tous les régimes de calcul (réglage statique) et maintenir une vitesse de rotation déterminée lors du passage d'un régime à un autre (réglage dynamique).

A la différence des installations motrices à vapeur, les turbines à gaz ne possèdent aucun réservoir accumulateur du fluide moteur (tout au moins dans les installations à circuit ouvert). On règle donc la puissance en faisant varier le débit de combustible, c'est-à-dire les variables d'état du mélange gazeux à l'admission dans la turbine. Le régulateur doit donc agir sur des organes qui commandent le débit de combustible admis dans la chambre de combustion. En faisant varier le débit de combustible, on fait varier également la température des gaz moteurs.

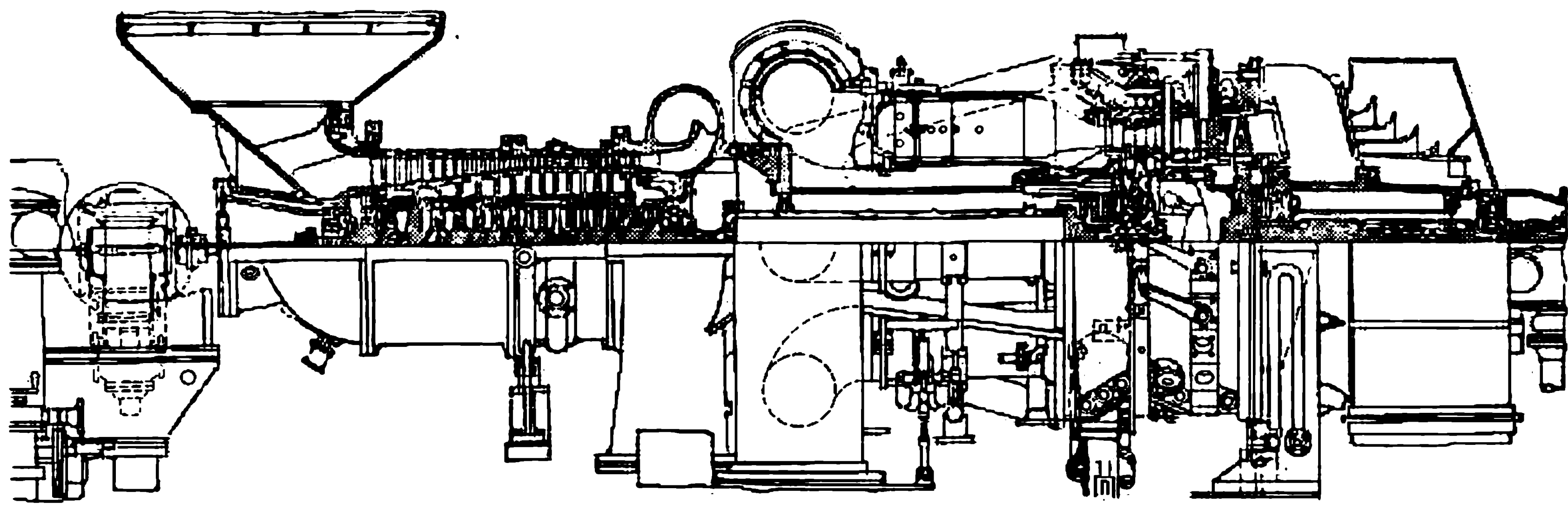


Fig. 238. Coupe longitudinale dans un groupe de turbines à gaz

Dans les années qui ont suivi la guerre, les turbines à gaz ont été employées de plus en plus dans l'aviation à grande vitesse. On a réalisé des modèles très perfectionnés de turbomoteurs à réaction à gaz et à air ou turboréacteurs. La fig. 239 montre un turboréacteur.

On installe les turboréacteurs dans le fuselage de l'avion ou bien on les suspend sous les ailes. Un turboréacteur comprend : un diffuseur d'admission (d'aspiration) 1 qui reçoit l'air atmosphérique pendant le vol, un compresseur axial ou centrifuge 2 qui réalise le rapport de compression optimal de l'air, une chambre de combustion 3,

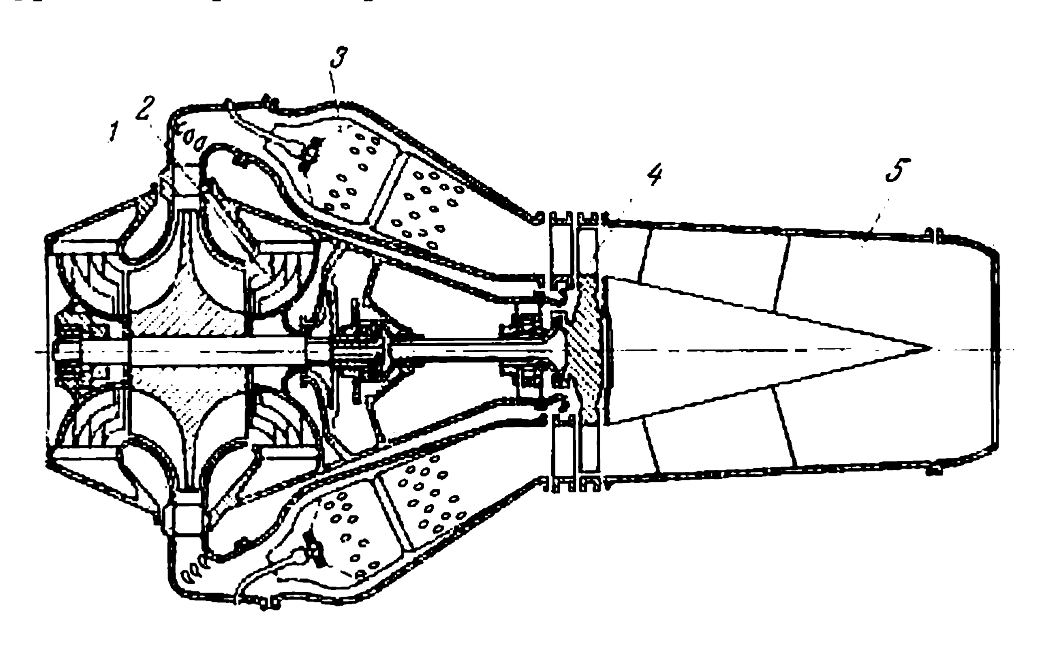


Fig. 239. Schéma d'un turboréacteur à gaz à compression centrifuge :
1 — diffuseur d'admission (d'aspiration) ; 2 — compresseur centrifuge ; 3 — chambre de combustion ; 4 — turbine à gaz ; 5 — tuyère motrice (tuyère à réaction)

la turbine à gaz 4 qui actionne le compresseur et alimente la tuyère motrice (tuyère à réaction) 5, qui produit la poussée réactive, c'està-dire motrice.

Dans la turbine à gaz, le gaz moteur se détend jusqu'à une pression nettement supérieure à la pression extérieure. La puissance produite par la turbine à gaz est entièrement absorbée par le compresseur.

Dans la tuyère à réaction, le gaz se détend jusqu'à la pression atmosphérique extérieure, et il s'échappe de la tuyère à une grande vitesse, ce qui produit précisément la réaction, c'est-à-dire la poussée motrice.

On peut calculer par la formule suivante la poussée produite par un moteur à réaction :

$$R = G(c_t - v) + F_t(p_s - p_{ex}) \text{ newtons,} \qquad (6\text{-}147)$$

avec v vitesse de l'avion, en m/s ;
c_t vitesse d'éjection des gaz hors de la tuyère motrice, en m/s ;
G débit gazeux dans la turbine et la tuyère à réaction, en kg/s ;
F_t section de sortie de la tuyère motrice, en m^2 ;
p_s et p_{ex} (respectivement) pression statique à la sortie de la tuyère et pression extérieure, en pascals.

Le dernier terme de cette formule disparaît quand le gaz se détend jusqu'à la pression extérieure dans la tuyère motrice.

Pour accroître fortement la poussée produite par un moteur à réaction, on allume une deuxième fois le combustible dans un compartiment de la tuyère motrice en aval de la turbine.

En aviation, on utilise également les turbines à gaz pour faire tourner les hélices, quand les avions sont étudiés pour des vitesses acceptables avec la propulsion par hélice.

§ 10. Matériaux et refroidissement des ailettes et disques des turbines à gaz

Les disques et les ailettes des turbines supportent à la fois des températures très élevées et des efforts aérodynamiques considérables, ainsi que des forces centrifuges extrêmement élevées. Aussi, on doit les fabriquer avec des aciers ou autres alliages particulièrement robustes et particulièrement réfractaires.

Pour toutes les matières qui travaillent à haute température, on constate que, lorsque la température s'élève, la résistance mécanique diminue fortement tandis que la vitesse de fluage augmente. Ce phénomène détermine la charge limite que l'on doit adopter dans un emploi à chaud. De plus, les métaux et autres matières employés dans les turbines doivent pouvoir être usinés et travaillés facilement (par coupe, soudage et forgeage), et ils doivent résister convenablement à la corrosion et à l'érosion.

Après le travail de forge, les disques subissent un usinage mécanique. On réalise les ailettes motrices par usinage mécanique, par forgeage ou bien par coulée de précision. On utilise des alliages ayant une résistance mécanique élevée et une faible vitesse de fluage.

Les alliages employés pour fabriquer les disques et les ailettes motrices sont habituellement des aciers à base de chrome-nickel. On remplace parfois le nickel par le cobalt. Mais on introduit toujours dans l'alliage d'autres métaux secondaires, bien qu'en quantité insignifiante.

Pour fabriquer les ailettes motrices, on a créé également ce que l'on appelle des alliages métallocéramiques (métallurgie des poudres). Certains de ces alliages sont utilisés avec succès pour constituer les ailettes motrices de turbines admettant les gaz à une température de 1 050 à 1 100 °C.

Dans les études de projets de turbines à gaz dont la température d'admission est supérieure à 650-750 °C environ, il est avantageux, et parfois même absolument nécessaire, de refroidir artificiellement les organes les plus chauds (ailettes motrices, disques, corps de turbine).

On emploie plusieurs procédés pour refroidir les ailettes motrices avec un liquide ou avec de l'air, le fluide refroidisseur circulant à l'intérieur de l'ailette ou sur sa surface:

1) refroidissement intérieur liquide: par des passages aménagés dans l'arbre et dans les disques, le liquide refroidisseur arrive à chaque ailette, circule dans un canal à l'intérieur de l'ailette et retourne par l'intérieur de l'arbre pour être refroidi lui-même dans un réfrigérant. Il faut choisir un liquide ayant une forte chaleur spécifique, car on obtient ainsi un coefficient de transmission élevé entre le métal de l'ailette et le liquide refroidisseur (diphényle, combinaisons silico-organiques appelées silicones, etc.);

2) refroidissement par dissipation de la chaleur à partir du pourtour du disque au moyen d'un liquide circulant, qui reçoit la chaleur du pied des ailettes. Avec ce système, on refroidit dans une certaine mesure le pied des ailettes et, ce qui est plus important, la région périphérique du disque. On réduit également le gradient de température le long du rayon des disques;

3) refroidissement des ailettes creuses avec de l'air. Dans ce procédé, on prélève une certaine quantité d'air sur l'étage intermédiaire du compresseur et on l'envoie dans les ailettes qui sont creuses. Pour intensifier le refroidissement, il est bon de prévoir un déflecteur à l'intérieur de l'ailette, pour rapprocher l'écoulement d'air de la paroi de l'ailette et intensifier la turbulence. L'air de refroidissement est évacué dans le courant des gaz moteurs par des fentes aménagées dans l'ailette;

4) refroidissement par effusion ou porosité: l'air de refroidissement envoyé dans l'intérieur de l'ailette, qui est creuse, passe dans l'écoulement moteur général à travers la paroi d'ailette, qui est poreuse. Cet air se réchauffe fortement et constitue une mince couche protectrice sur la surface des ailettes;

5) refroidissement du rotor par prélèvement de chaleur du rotor avec de l'air qui circule dans les jeux de montage entre les pieds des ailettes et le pourtour du disque. Ce procédé est employé spécialement quand les pieds des ailettes ont une forme en coin.

Lorsque les ailettes de turbine sont refroidies au moyen d'un liquide et qu'on leur envoie un débit important de liquide, elles peuvent fonctionner pendant quelque temps avec des températures de gaz qui sont voisines de la température de fusion du métal. Cette situation n'est admissible que pour des turbines spéciales, destinées à avoir une faible durée de service.

Avec tous les systèmes indiqués plus haut pour refroidir les ailettes et les disques, il faut consommer une faible puissance de la turbine pour assurer le débit nécessaire de liquide ou d'air sous pression. Il faut néanmoins tenir compte de cette perte de puissance quand on veut choisir le procédé de refroidissement. Le corps ou carter de turbine peut également être refroidi par un liquide ou par de l'air, que l'on envoie aux cavités correspondantes du carter qui est alors à double paroi.

§ 11. Les récupérateurs de chaleur

Comme on l'a déjà indiqué, il est avantageux d'appliquer un cycle à récupération de chaleur pour accroître le rendement d'une installation de turbine à gaz. Cela consiste à utiliser une partie de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement, pour réchauffer l'air entre la sortie du compresseur et l'entrée dans la chambre de combustion.

La récupération de chaleur s'accomplit dans des échangeurs de chaleur spéciaux, dont la surface d'échange est constituée par de nombreux tubes (qui ont habituellement un petit diamètre) ou par des plaques généralement ondulées.

Dans ce dernier cas, l'espace compris entre deux plaques ondulées constitue une cellule parcourue par l'air que l'on réchauffe. Les faces extérieures de ces cellules sont réchauffées par les gaz chauds sortant de la turbine. Dans les échangeurs tubulaires, l'air passe dans les tubes, et le gaz de chauffage, c'est-à-dire le gaz d'échappement, baigne les tubes par l'extérieur. Dans les deux types d'échangeurs, tubulaires ou à plateaux, le gaz de chauffage cède sa chaleur à l'air à travers la surface de chauffe, le sens de l'écoulement étant longitudinal ou transversal.

On calcule la surface de chauffe d'un récupérateur F_r par l'équation de transmission de la chaleur:

$$Q = kF_r\Delta T, \qquad (6\text{-}148)$$

avec Q débit de chaleur à travers la paroi, en kcal/h;
k coefficient de transmission de la chaleur, en kcal/m² h·deg;
ΔT écart moyen de température entre le gaz de chauffage et l'air.

Si l'on tient compte comme précédemment du degré de récupération

$$\sigma = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}, \qquad (6\text{-}149)$$

la quantité de chaleur transmise dans le récupérateur a pour valeur:

$$Q = c_{pg}G_g\sigma(T_4 - T_2), \qquad (6\text{-}150)$$

avec G_g débit de gaz à la sortie de la turbine.

Après quelques transformations, on obtient la formule suivante pour calculer la surface de chauffe ou d'échange d'un récupérateur :

$$F_r = \frac{G_g c_{pg}}{k} \frac{\sigma}{1-\sigma} . \qquad (6\text{-}151)$$

La surface de chauffe d'un récupérateur est donc une fonction du degré de récupération et du coefficient de transmission de la chaleur entre le gaz de chauffage et l'air que l'on veut réchauffer.

Le coefficient de transmission de la chaleur dans un récupérateur dépend de la vitesse et de la pression de l'air et du gaz de chauffage, de la température du gaz de chauffage et de l'air, des directions relatives des deux courants et du mode de réalisation de la surface de chauffe.

§ 12. Combustible et chambre de combustion

La plupart des installations de turbine à gaz consomment des combustibles liquides. On peut sans aucune difficulté brûler ces combustibles dans la chambre de combustion et régler le débit automatiquement. Les installations fixes consomment des combustibles liquides lourds, par exemple du combustible Diesel. Les turbines à gaz mobiles (de transport) brûlent du pétrole soigneusement purifié.

De nombreuses installations de turbine à gaz consomment des combustibles gazeux, en particulier, du gaz naturel ou du gaz de gazogène.

Les combustibles gazeux peuvent également être brûlés sans difficulté dans les chambres de combustion de turbines à gaz (en particulier les combustibles gazeux de qualité supérieure). On utilise le gaz naturel dans des installations de compression à turbines à gaz, pour accroître la pression du gaz transporté dans les canalisations à grande distance. Les combustibles solides sont encore peu utilisés dans les turbines à gaz. Il n'y a sans doute pas beaucoup plus d'une dizaine d'installations fixes ou mobiles qui consomment de la houille ou de la tourbe, et la plupart d'entre elles sont de caractère expérimental.

La réalisation des chambres de combustion est un problème assez difficile. A l'intérieur de ces chambres, le combustible brûle à haute pression, avec une grande vitesse du mélange d'air et de combustible, et la charge calorifique volumique de la chambre de combustion est élevée. Dans les chambres de combustion, les produits de combustion qui ont une température initiale élevée sont mélangés avec une grande quantité d'air, de façon que la température du gaz moteur (mélange des produits de combustion et de l'air) soit acceptable pour les ailettes et les autres éléments de la turbine.

On calcule le volume de la partie active de la chambre de combustion en partant de la charge thermique admissible. Cette charge peut varier entre $6 \cdot 10^6$ et $25 \cdot 10^6$ kcal/m^3 h dans les installations fixes de turbine à gaz.

Dans les turboréacteurs mobiles modernes, la charge thermique volumique de la chambre de combustion peut atteindre $30 \cdot 10^6$ à $50 \cdot 10^6$ kcal/m$^3 \cdot$h par bar.

Dans les installations mobiles de turbine à gaz, où le rapport de compression produit par le compresseur peut varier fortement

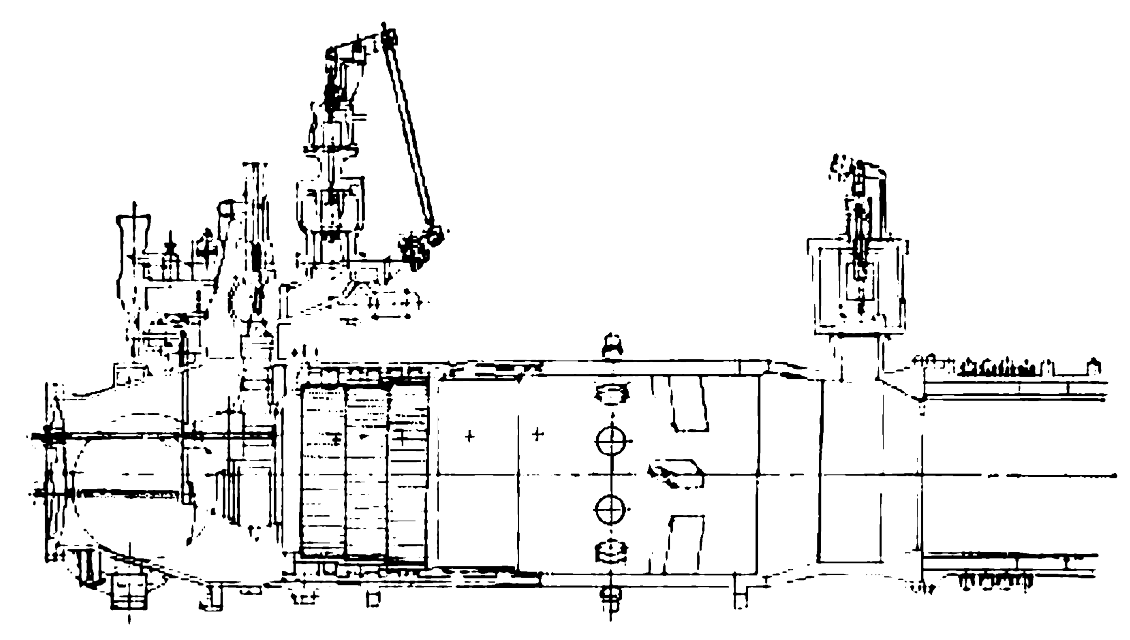


Fig. 240. **Schéma d'une chambre de combustion de l'Usine Nevski V. Lénine pour fonctionnement au gaz**

en cours de fonctionnement, on a pris l'habitude d'exprimer la charge thermique volumique spécifique en kcal/m$^3 \cdot$h$\cdot$bar. Autrement dit, on rapporte cette charge à 1 bar de la pression de l'air envoyé par le compresseur dans la chambre de combustion.

On utilise beaucoup les combustibles gazeux dans les installations fixes de turbine à gaz. En Union Soviétique, ces installations utilisent également les gaz combustibles provenant de la gazéification souterraine des houilles.

La fig. 240 représente schématiquement la chambre de combustion de gaz qui a été étudiée et créée par l'Usine Nevski V. Lénine. Le tube de flamme est un tube télescopique comportant des gorges annulaires. L'air secondaire pénètre à travers ces fentes, s'écoule le long de la surface intérieure de la chambre et se mélange avec les produits de combustion. On applique les procédés suivants d'utilisation des combustibles solides:

a) combustion directe à l'état pulvérisé, dans les chambres de combustion, avec évacuation sèche ou liquide des cendres et scories;

b) gazéification préalable des combustibles solides dans des gazogènes, qui fonctionnent sous pression et sont alimentés par un mélange de vapeur et d'air;

c) combustion dans les foyers des chaudières à air des installations en circuit fermé;

d) combustion dans des installations en circuit ouvert, avec réchauffage de l'air par échangeur à surface;

e) combustion du gaz provenant de la gazéification souterraine des charbons.

La combustion directe d'un combustible solide dans la chambre de combustion constitue ici le problème le plus difficile à résoudre, du fait que les produits de combustion sont alors contaminés par des cendres et des scories. Même lorsque les gaz moteurs sont extrêmement peu chargés de ces particules, la partie active de la turbine subit une érosion intense, c'est-à-dire une très forte abrasion mécanique des ailettes motrices par les particules solides qui viennent les frapper à grande vitesse. On a mis en service certaines locomotives expérimentales à turbine à gaz consommant des combustibles solides. Le rendement de ces locomotives atteint 20 à 22 % ou même davantage, et le rendement moyen en service est de l'ordre de 12 à 15 %, c'est-à-dire supérieur au double du rendement des meilleures locomotives à vapeur modernes.

Le développement futur des installations de turbine à gaz dépend très fortement des succès que remportera la métallurgie dans l'étude et la réalisation d'alliages réfractaires de qualité supérieure (qui permettront d'accroître la température d'admission des gaz dans la turbine). Cette évolution nécessitera également des procédés efficaces pour refroidir les ailettes, les disques et autres pièces des turbines.

Septième partie

LES CENTRALES ÉLECTRIQUES THERMIQUES

Chapitre premier

LES CENTRALES ÉLECTRIQUES THERMIQUES

§ 1. Les divers types de centrales à turbines à vapeur

Les centrales électriques thermiques réalisent dans la pratique les cycles théoriques que nous avons examinés précédemment dans la partie « Thermodynamique »: cycle de Rankine, cycle à récupération, à distribution de chaleur, à resurchauffe, etc. Ces centrales transforment l'énergie thermique résultant de la combustion d'un combustible ordinaire ou nucléaire, tout d'abord en énergie mécanique puis en énergie électrique. En Union Soviétique, plus de 80 % de toute l'énergie électrique produite provient des centrales thermiques.

On distingue les catégories de centrales suivantes, d'après le type de moteur employé pour entraîner les génératrices électriques:

1) centrales à turbines à vapeur, depuis de faibles puissances jusqu'à des puissances très élevées;

2) centrales à turbines à gaz, dans lesquelles on prévoit l'emploi de turbines à gaz. (Les turbines à gaz ne se sont pas encore beaucoup répandues dans les installations fixes, mais elles offrent des perspectives importantes dans les centrales électriques de petite et moyenne puissance);

3) centrales électriques à moteurs à combustion interne;

4) centrales à machines à vapeur alternatives et centrales locomobiles, possédant des machines alternatives à vapeur et des locomobiles.

Les deux dernières catégories de centrales sont des centrales de petite puissance. On fait également rentrer dans les centrales thermiques de petite puissance celles qui possèdent des groupes électrogènes de moins de 12 000 kW. Les centrales thermiques de moyenne puissance ont des génératrices électriques de 12 000 à 25 000 kW, et celles de grande puissance ont des génératrices de plus de 25 000 kW.

Actuellement, les centrales thermiques de moyenne et grande puissance utilisent beaucoup les turbines à vapeur, qui peuvent constituer des groupes ayant de grandes puissances unitaires, utiliser de la vapeur ayant des caractéristiques élevées et fonctionner sur des cycles ayant des rendements élevés. Les turbo-alternateurs à vapeur ont une grande sécurité de fonctionnement: ils peuvent fonctionner à la puissance nominale pendant plusieurs milliers d'heures sans aucune interruption, et cela d'une façon fortement automatisée.

Pour simplifier la construction des grandes centrales et réduire leur prix, on construit ces centrales par tranches unitaires. Dans ce système, une centrale est constituée par une série de blocs indépendants, ou tranches unitaires, dont chacun comprend une chaudière, une turbine, une génératrice électrique et un transformateur. Dans le système à tranches unitaires, la puissance de la chaudière doit évidemment pouvoir faire face à la puissance de la turbine.

D'après la forme de l'énergie produite, on classe les centrales à vapeur de la façon suivante: centrales à condensation (КЭС) produisant uniquement de l'énergie électrique et centrales à distribution de chaleur (ТЭЦ), qui fournissent à leurs abonnés non seulement de l'énergie électrique mais encore de la chaleur à bas potentiel, constituée par de la vapeur à basse pression (pour des travaux industriels) ou par de l'eau chaude (pour le chauffage et la distribution d'eau chaude).

En Union Soviétique, la plupart des centrales électriques à turbines à vapeur sont des centrales à condensation. Mais la construction très active de centrales à distribution de chaleur constitue l'une des caractéristiques les plus importantes de l'évolution de l'énergétique dans ce pays.

La chaleur que contient encore la vapeur ayant travaillé dans les turbines à condenseurs ne peut pas servir à fournir de la chaleur à l'extérieur, du fait que sa température est basse. Pour fournir de la chaleur à des consommateurs extérieurs à une centrale à condensation, il faut donc installer ou bien des chaudières spéciales à basse pression dans le voisinage des consommateurs, ou bien aménager la centrale à condensation pour qu'elle produise séparément de l'énergie thermique et de l'énergie électrique (fig. 241, *a*).

Pour produire ainsi les deux formes d'énergie d'une façon séparée dans une centrale à condensation, la vapeur produite par la chaudière *ПК* est envoyée pour la plus grande partie dans la turbine *T* en vue de produire de l'électricité, mais une autre partie est envoyée aux consommateurs de chaleur. On emploie ce procédé lorsque la consommation extérieure de chaleur est peu importante, car il faut que la pression produite dans la chaudière soit réduite jusqu'à une valeur très faible, correspondant aux besoins des consommateurs de

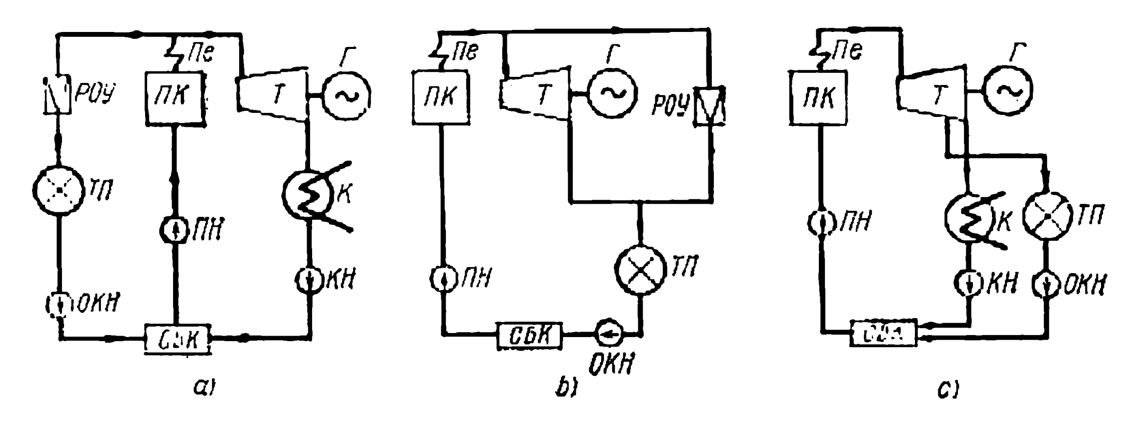


Fig. 241. Schéma de principe de diverses centrales électriques à turbine à vapeur :

a — centrale à condensation avec production séparée d'énergie thermique et d'énergie électrique; *b* — centrale à distribution de chaleur et à contre-pression; *c* — centrale à distribution de chaleur avec soutirage intermédiaire de la vapeur; *ПК* — chaudière à vapeur; *Пе* — surchauffeur de vapeur; *T* — turbine; *Г* — génératrice électrique; *K* — condenseur; *KH* — pompe de condensation; *СБК* — réservoir de condensat; *ПН* — pompe d'alimentation; *ОКН* — pompe à condensat; *ТП* — appareil consommateur de chaleur; *РОУ* — réducteur réfrigérant

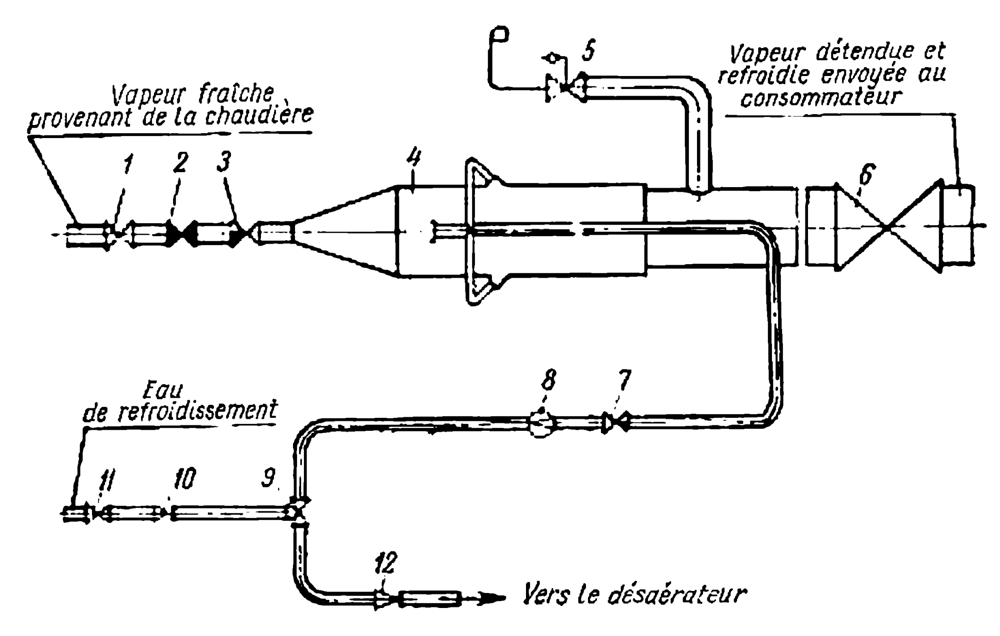


Fig. 242. Schéma d'un réducteur réfrigérant :

1 — vanne (soupape); *2* — soupape à action rapide; *3* — soupape d'étranglement de vapeur; *4* — réfrigérant de vapeur comportant deux pompes à eau de refroidissement; *5* — soupape de sûreté; *6* — vanne régulatrice de vapeur; *7* — soupape de retenue; *8* — diaphragme compteur; *9* — soupape automatique maintenant le débit d'eau de refroidissement constant; *10*—dispositif d'étranglement; *11* — soupape d'eau; *12* — rondelle-support

chaleur. Dans ce but, on envoie la vapeur à travers un réducteur-réfrigérant РОУ représenté schématiquement sur la fig. 242.

Le réducteur-réfrigérant comprend le réducteur proprement dit *3* qui abaisse la pression de la vapeur primaire et le réfrigérant d'eau *4*. En outre, sur le côté basse pression du réducteur réfrigérant, on installe des régulateurs automatiques de température et de pression de la vapeur détendue, une soupape de sûreté *5* et un dispositif de purge. Après être sortie du réducteur-réfrigérant, la vapeur basse pression est envoyée aux consommateurs de chaleur.

Lorsque la chaleur distribuée sert à des réseaux collectifs de chauffage, de ventilation ou de distribution d'eau chaude, dans lesquels l'eau chaude est le porteur de chaleur, on installe dans la centrale électrique deux réchauffeurs d'eau à surface qui sont appelés parfois des bouilleurs.

La fig. 243 représente un réchauffeur d'eau vertical de l'Usine métallique de Léningrad. Ce réchauffeur ou bouilleur est un réservoir de grande hauteur, comportant deux plaques tubulaires *1* et *3* entre lesquelles on monte des tubes rectilignes en laiton *2*. L'eau que l'on réchauffe circule à l'intérieur des tubes, tandis que la vapeur de chauffage baigne ces tubes extérieurement, en traversant le faisceau trois fois de suite pour améliorer la transmission de chaleur.

L'eau condensée (le condensat), provenant de la vapeur, utilisée dans la turbine ou chez les consommateurs extérieurs, est envoyée par des pompes dans un réservoir (fig. 241, *a*). Les pompes d'alimentation reprennent cette eau et l'envoient dans la chaudière *ПК* à travers des réchauffeurs (économiseurs), qui ne sont pas représentés sur la fig. 241, *a*.

La fig. 241, *b* et *c* représente schématiquement deux types de centrales à distribution de chaleur, avec turbine et contre-pression dans un cas, avec turbine et soutirage de vapeur dans l'autre cas.

Si les consommateurs de chaleur travaillent à charge constante et consomment la totalité de la vapeur qui a travaillé dans la turbine, la centrale à distribution de chaleur doit utiliser des turbines à contre-pression. Dans une telle centrale, la totalité de la vapeur provenant de la chaudière est envoyée dans les turbines, où elle se détend jusqu'à la pression qui est nécessaire aux consommateurs de chaleur. La vapeur sortant de la turbine est envoyée au réseau de distribution de chaleur, pour alimenter d'une façon centralisée les consommateurs extérieurs de chaleur. Quand la puissance électrique des turbines et par suite le débit de vapeur dans les turbines diminuent, la quantité de chaleur reçue par les consommateurs devient insuffisante, et on la complète par de la vapeur provenant directement de la chaudière par l'intermédiaire du réducteur-réfrigérant.

Dans la très grande majorité des centrales électriques à distribution de chaleur, la charge électrique et la charge thermique (ex-

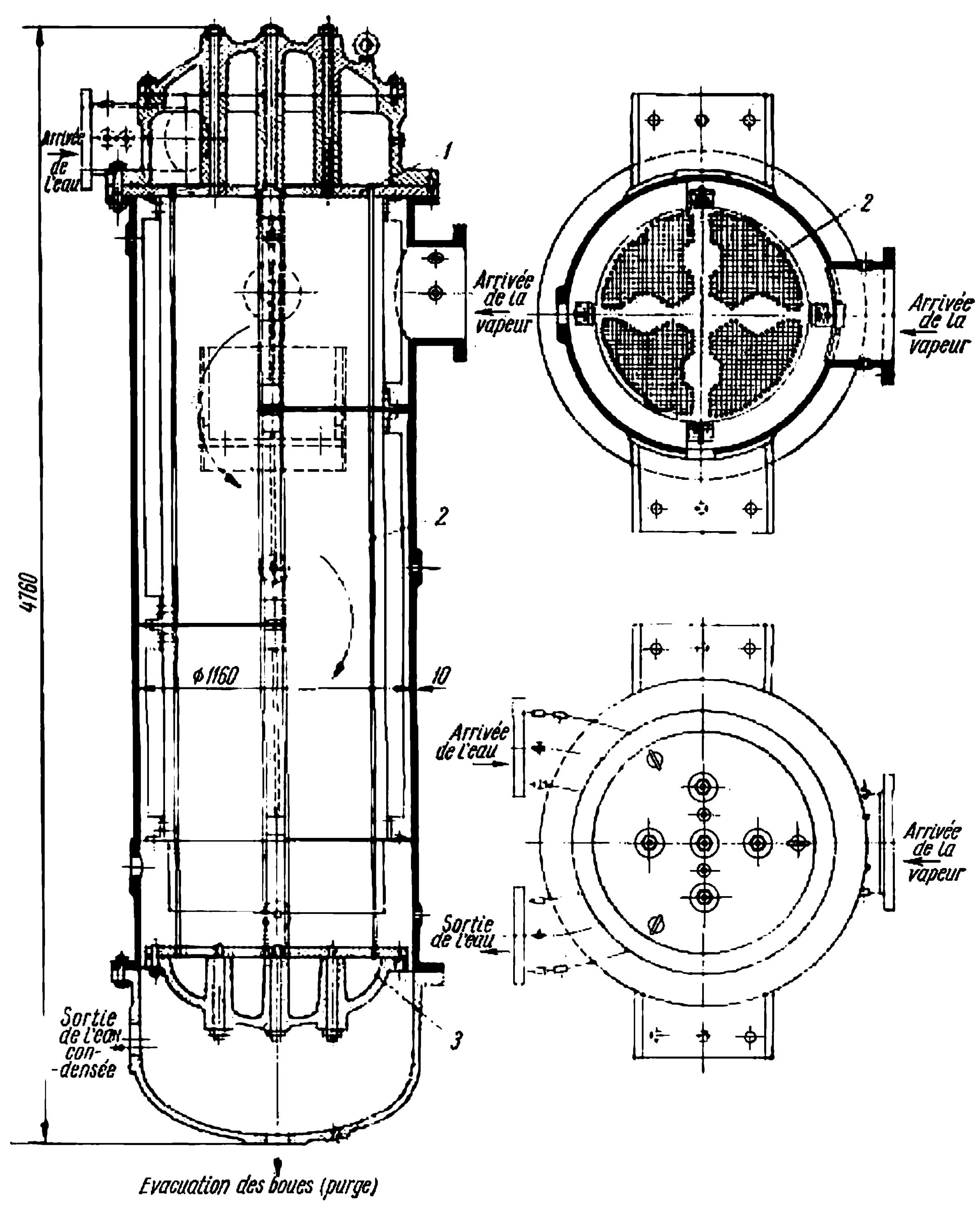


Fig. 243. **Bouilleur vertical de l'Usine métallique de Léningrad**

térieure) ne se correspondent presque jamais. Dans de tels cas, on installe dans la centrale à distribution de chaleur des turbines à soutirage de vapeur (fig. 241, *c*). La vapeur sortant de la chaudière est totalement envoyée à la turbine, mais une partie de la vapeur basse pression est envoyée dans le réseau extérieur de distribution de chaleur. Le reste de la vapeur franchit les étages à basse pression et passe ensuite dans le condenseur. Dans de telles centrales à distribution de chaleur, on produit donc l'électricité de deux façons: d'une part à l'aide de la vapeur de soutirage dont le débit est déterminé d'après les besoins de chaleur (de même que dans les turbines à contre-pression), et d'autre part avec le reste de la vapeur, de la même façon que dans les turbines à condensation.

Du fait que les centrales à distribution de chaleur produisent à la fois de l'énergie électrique et de l'énergie thermique, le rendement global (d'utilisation de la chaleur) de ces centrales est multiplié par 2,5 ou 3, comparativement à celui des centrales à condensation.

Les centrales à condensation qui ont une puissance modérée transforment en énergie électrique seulement 25 % environ de la chaleur contenue dans le combustible. Dans une centrale à distribution, la proportion de chaleur du combustible qui est transformée en énergie électrique est de 15 à 20 % seulement, mais une proportion de 40 à 60 % de cette chaleur du combustible est envoyée utilement aux consommateurs extérieurs de chaleur. Aussi, le rendement d'utilisation de la chaleur atteint 60 à 75 % dans une centrale à distribution de chaleur et pourrait même atteindre 88 %, lorsqu'on utilise totalement la vapeur épuisée.

§ 2. Schémas divers et équipement des centrales à turbines à vapeur

Une centrale électrique thermique comprend les services, ateliers et laboratoires suivants:

1) transport du combustible, avec l'équipement de déchargement et stockage nécessaire;

2) alimentation en combustible: ce service assure le transport du combustible jusqu'à la chaudière et le traitement préalable du combustible;

3) installation de chaudière proprement dite, qui comprend les ensembles de chaudières et tous les appareils auxiliaires nécessaires;

4) la chambre des turbines dans laquelle se trouvent les turbines à vapeur et les appareils auxiliaires qui en dépendent directement;

5) laboratoire de contrôle et d'automatisme thermique, s'occupant des instruments de contrôle et de mesure et des appareils d'automatisme;

6) service électrique, comprenant l'équipement de production, distribution et contrôle de l'énergie électrique;

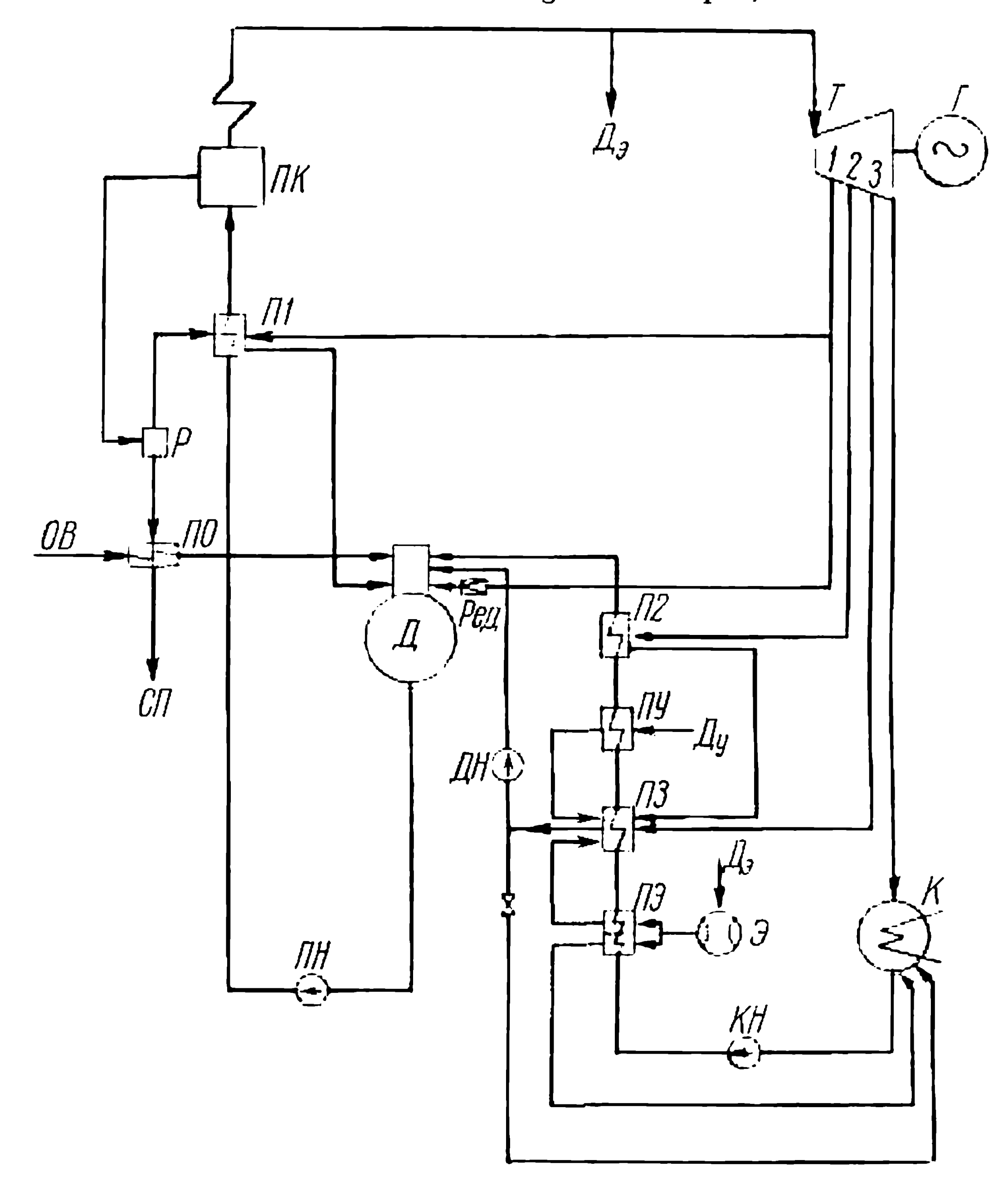


Fig. 244. Schéma thermique d'une centrale à condensation à turbine à vapeur

7) service chimique, s'occupant principalement de la préparation de l'eau et du contrôle de sa qualité;

8) ateliers de mécanique et de réparation qui desservent l'ensemble de la centrale.

Les ensembles de chaudières et les turbo-alternateurs, avec leurs appareils auxiliaires directs et le réseau d'alimentation des auxiliaires, sont installés dans le bâtiment principal de la centrale.

Pour réaliser le cycle thermodynamique prévu, il faut que la totalité des appareils installés dans la centrale soient reliés entre eux suivant un certain schéma constructif thermique, assurant la production continue et économique d'énergie.

La fig. 244 montre le schéma thermique d'une centrale électrique à condensation, avec dégazeur à mélange. Les dégazeurs ont pour but d'éliminer les gaz contenus dans l'eau d'alimentation.

L'oxygène de l'air et le gaz carbonique qui sont dissous dans l'eau corrodent activement les surfaces métalliques des installations de chaudière. C'est pour cette raison que l'eau d'alimentation doit être dégazée avant d'être envoyée dans la chaudière.

La méthode thermique de dégazage qui est la plus répandue repose sur le fait que les liquides libèrent les gaz dissous, quand on chauffe ces liquides jusqu'à la température d'ébullition.

Dans les dégazeurs thermiques, la masse d'eau est fractionnée en jets ou pellicules minces et réchauffée jusqu'à la température d'ébullition correspondant à la pression du dégazeur. Les dégazeurs peuvent être des dégazeurs à la pression atmosphérique, dans lesquels la pression est maintenue au voisinage de la pression extérieure (p = 1,2 bar), ou bien des dégazeurs à surpression (p = 6 bars et davantage) qui sont employés dans les centrales à haute pression. Le dégazeur thermique habituel est un réchauffeur à mélange, constitué par une colonne cylindrique verticale dans laquelle l'eau est fractionnée en petites gouttelettes, à travers des plaques perforées (fig. 245).

L'eau soumise au dégazage a une plus grande surface quand elle est en gouttelettes, ce qui permet de mieux libérer les gaz dissous. En sens inverse de l'eau ainsi pulvérisée, on envoie la vapeur de chauffage, provenant principalement de la turbine par soutirage. Les gaz sont évacués à la partie supérieure du dégazeur. A la partie basse du dégazeur, on prévoit un réservoir collecteur d'eau dégazée, qui peut contenir une quantité d'eau correspondant à 20-30 minutes de fonctionnement de la chaudière et qui est alimenté par la vapeur provenant de la turbine.

L'installation de la fig. 244 comprend une turbine T à trois soutirages non réglés de vapeur. Ces soutirages servent à réchauffer le condensat et l'eau d'alimentation dans des économiseurs à surface: *П1* économiseur à haute pression, *П2* et *П3* économiseurs à basse pression.

Le condensat dans le condenseur K est aspiré par la pompe à condensat KH et parcourt successivement quatre économiseurs: *ПЭ* réchauffeur à éjecteur de vapeur; *П3* réchauffeur du troisième

soutirage ; *ПУ* réchauffeur alimenté par la vapeur provenant des presse-étoupe de la turbine ; *П2* réchauffeur alimenté par la vapeur du deuxième soutirage. Ensuite, le condensat passe dans le dégazeur *Д*. L'éjecteur *Э*, qui est représenté ici avec deux étages, est alimenté par de la vapeur qui provient du collecteur principal par le branchement $Д_{э}$. Le dégazeur reçoit également de la vapeur qui provient du premier soutirage par le réducteur *Ред*.

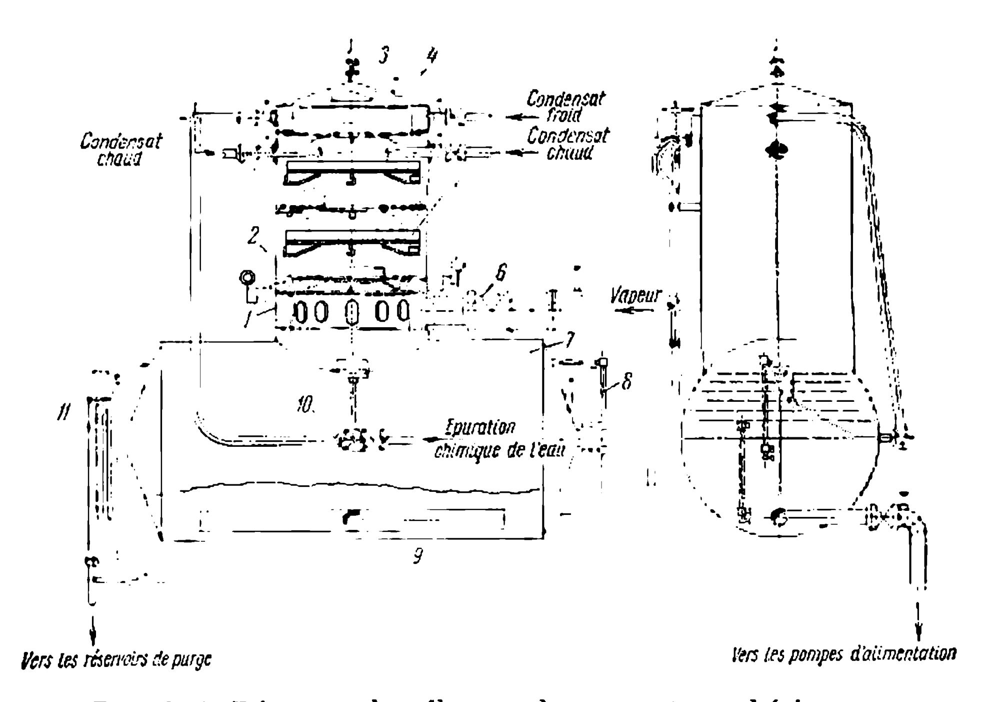


Fig. 245. Dégazeur à mélange, du type atmosphérique :
1 — distributeur de vapeur ; 2 — dôme du dégazeur ; 3 — évacuation des gaz ; 4 — distributeur d'eau principal ; 5 — tamis distributeurs ; 6 — réducteur de pression dans le dôme 7 — réservoir d'eau dégazée ; 8 — tube de niveau ; 9 — départ de l'eau du réservoir ; 10 — régulateur d'alimentation ; 11 — vanne hydraulique empêchant une montée du niveau et de la pression dans le dégazeur

Le condensat de la vapeur de chauffage qui provient des réchauffeurs (économiseurs) *П2*, *ПУ*, *П3* et du premier étage *ПЭ*, est envoyé par la pompe *ДН* dans le dégazeur. On a prévu que cette eau puisse s'écouler d'elle-même dans le condenseur *K*. Le condensat provenant du deuxième étage du réchauffeur à éjecteur *ПЭ* est envoyé au condenseur. Enfin, le condensat du réchauffeur à haute pression *П1* s'écoule naturellement dans le dégazeur.

La chaleur contenue dans les eaux de purge continue des chaudières *ПК* sert à réchauffer l'eau d'alimentation et l'eau épurée de complément. L'eau des purges arrive au détendeur *P*, et la vapeur qui se forme est envoyée dans le réchauffeur *П1*, tandis que l'eau chaude est envoyée dans le réchauffeur d'eau épurée *ПО*. L'eau de purge est ensuite rejetée à l'extérieur par l'évacuation *СП*.

Pour compenser les pertes d'eau et de vapeur, on envoie dans le circuit fermé chaudière-turbine-condenseur une certaine quantité d'eau de complément, qui a été purifiée dans des installations diverses de traitement d'eau établies dans l'atelier chimique de la centrale. Le schéma n'indique pas l'installation de traitement d'eau. Il indique seulement la canalisation *OB* partant de cette installation, et par laquelle l'eau adoucie est envoyée au dégazeur *Д* à travers le réchauffeur *ПО*. A la sortie du dégazeur, l'eau d'alimentation est refoulée par la pompe d'alimentation *ПН* dans la chaudière *ПК* par l'intermédiaire du réchauffeur *П1*.

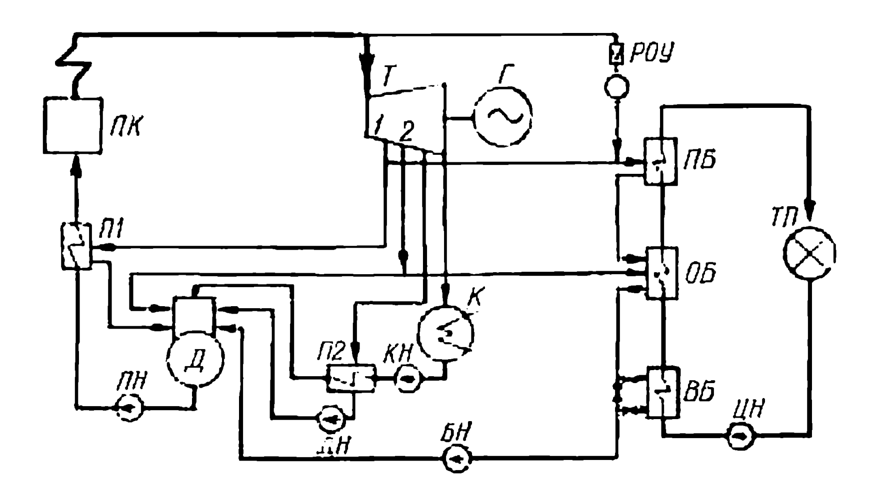


Fig. 246. Schéma thermique d'une centrale électrique à turbine à vapeur et à réseau de chauffage

La fig. 246 représente schématiquement une centrale électrique à distribution de chauffage. La turbine *T* comporte deux soutirages réglés de vapeur, pour l'installation des bouilleurs destinée à chauffer l'eau du réseau de chauffage, et un soutirage non réglé, pour réchauffer l'eau dans le réchauffeur à surface *П2*.

L'installation des bouilleurs, qui est un ensemble de réchauffeurs d'eau tubulaires, comprend les bouilleurs suivants: bouilleurs de pointe *ПБ*, bouilleur principal *OБ* et bouilleurs eau-eau *BБ*, dans lequel l'eau est réchauffée par du condensat chaud provenant du bouilleur de pointe et du bouilleur principal. La vapeur envoyée au bouilleur de pointe provient du premier soutirage de la turbine. Mais on prévoit la possibilité d'alimenter ce bouilleur de pointe également à partir du collecteur principal, par l'intermédiaire d'un réducteur-réfrigérant *POУ*. Le bouilleur principal est alimenté par de la vapeur qui provient du deuxième soutirage. Dans une installation des bouilleurs, une pompe *ЦH* fait circuler l'eau en circuit fermé dans les bouilleurs et dans les appareils consommateurs de chaleur

ТП. Le condensat de la vapeur travaillée est aspiré par la pompe *БН* dans les bouilleurs et est envoyé au dégazeur *Д*.

Le réchauffage de l'eau d'alimentation par la vapeur provenant des éjecteurs et par l'eau provenant des purges continuelles des chaudières n'est pas représenté sur ce schéma, car il se fait d'une façon analogue aux indications de la fig. 244.

La fig. 247 représente schématiquement une centrale à turbines à vapeur pour montrer un exemple d'installation d'ensemble du bâtiment principal d'une centrale électrique brûlant du charbon pulvérisé.

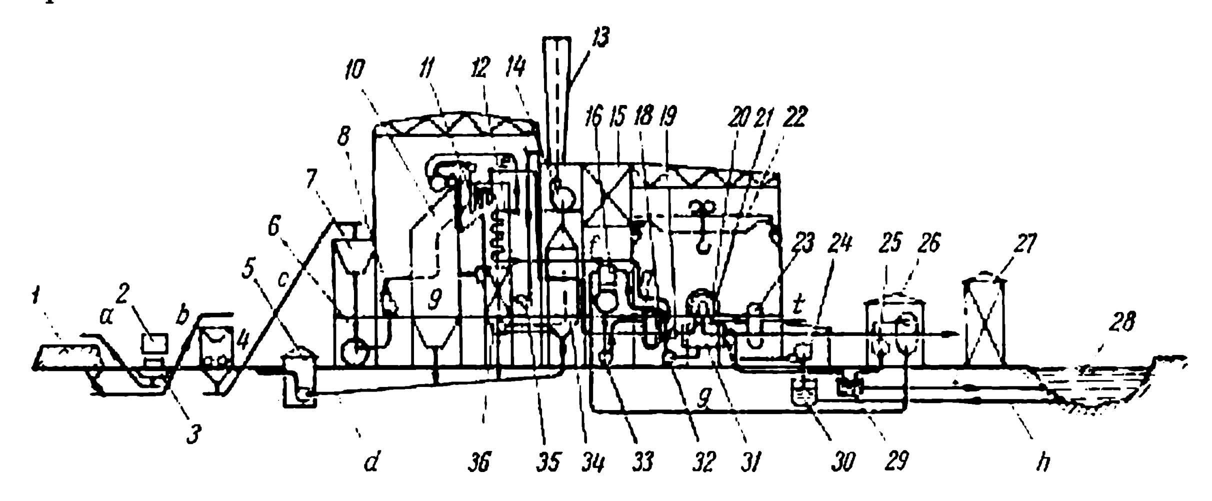


Fig. 247. Schéma de l'installation d'une centrale électrique à turbines à vapeur

Le charbon arrive dans la centrale par des wagons de chemin de fer *2*. Il est déchargé par le mécanisme de déchargement *3*, est envoyé au tas *1* ou bien aux concasseurs *4*. Un transporteur *c* envoie le combustible broyé dans la soute *7* de la chaudière. Si c'est nécessaire, le transporteur *b* peut envoyer le combustible du tas (de l'entreposage) au broyeur *4* puis au transporteur *c*, qui alimente la soute de la chaufferie.

A la sortie de la soute, des balances automatiques font tomber le combustible dans le broyeur *6* pour être pulvérisé. Le ventilateur *8* envoie le mélange d'air et de poussière combustible dans le foyer *9*, où arrive également l'air provenant du réchauffeur d'air *36*. L'air de combustion arrive dans la partie supérieure de la chaufferie et est refoulé par ventilateur *35* dans le réchauffeur d'air *36*.

Les produits de combustion sont entraînés par le tirage, comme on le voit dans le pointillé de la fig. 247. Tout d'abord, ils chauffent les tubes d'ébullition de la chaudière *10* puis le surchauffeur *11*, l'économiseur *12* et le réchauffeur d'air *36*, après quoi ils traversent le séparateur de cendres *34*, et les aspirateurs de fumée *14* les rejettent dans la cheminée *13*.

La vapeur d'eau sortant de la chaudière est envoyée par le collecteur *d* et le séparateur d'eau *19* dans la turbine *20*. La vapeur qui a travaillé dans la turbine est ensuite envoyée dans le condenseur *31*. Les chaudières sont alimentées en eau condensée par les pompes *32*, qui aspirent dans le condenseur *31*. Dans le parcours aboutissant à la chaudière, l'eau condensée est réchauffée dans un réchauffeur

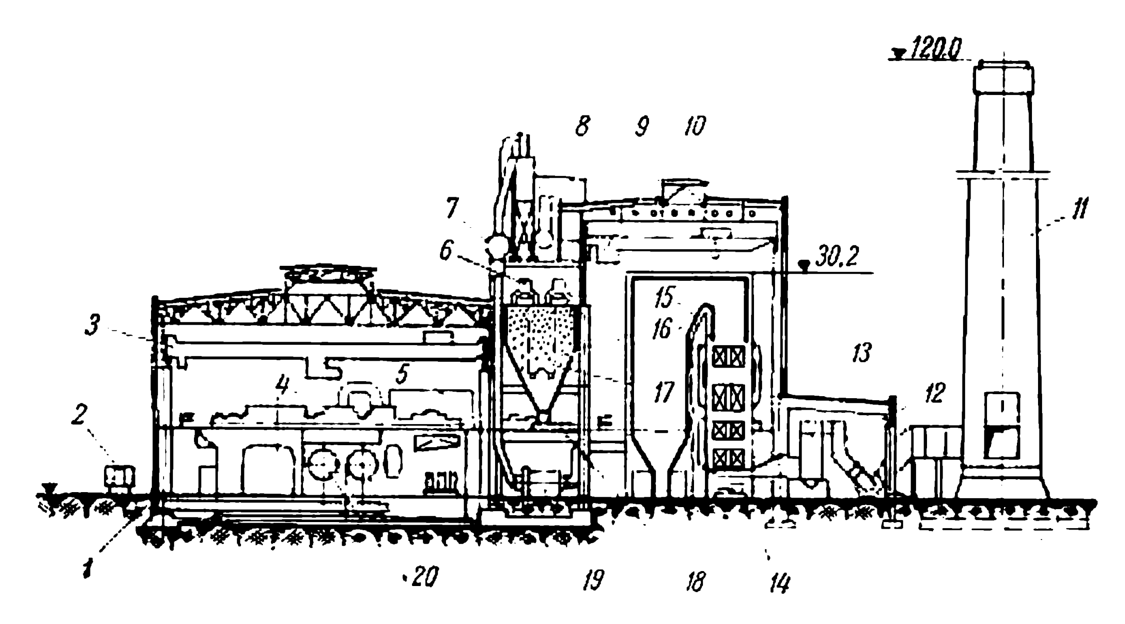


Fig. 248. Coupe transversale à travers le bâtiment principal d'une centrale à condensation de très grande puissance :

1 — conduites d'eau de circulation; *2* — transformateur pour auxiliaires; *3* — pont roulant du service machines, 125/20 tonnes; *4* — turbo-alternateur; *5* — tableau de commande de tranche unitaire; *6* — transporteur de charbon; *7* — séparateur; *8* — cyclone; *9* — dégazeur; *10* — pont roulant de 30/5 tonnes; *11* — cheminée; *12* — aspirateur de fumée; *13* — séparateur humide de cendres (scrubber); *14* — ventilateur de chauffe; *15* — ensemble de chaudière; *16* — soute à charbon brut; *17* — soute à pulvérisé; *18* — organe d'alimentation en charbon brut; *19* — broyeur à charbon; *20* — condenseur

à basse pression *18*, puis passe dans le dégazeur *16*. Les pompes d'alimentation *33* refoulent l'eau dégazée dans le réchauffeur à haute pression *17*, puis dans le collecteur *f*, dans l'économiseur *12* et enfin dans la chaudière *10*. Pour compenser les pertes de vapeur et d'eau, on envoie de l'eau de complément dans le dégazeur *16*. Dans ce but, les pompes *25* aspirent dans le canal *29* une certaine quantité d'eau naturelle, ou d'eau brute, qu'elles envoient au traitement *26*. Ensuite, l'eau purifiée arrive dans le dégazeur *16* par la canalisation *g*.

L'eau de refroidissement des condenseurs est aspirée par les pompes de circulation *24* dans le canal *30*, où elle est envoyée par la tuyauterie *h* provenant d'un réservoir naturel (lac ou cours d'eau). L'eau de refroidissement qui a été utilisée dans le condenseur

s'écoule d'une façon naturelle dans le canal *29*, le canal *i*, puis dans le réservoir *28*.

La vapeur soutirée de la turbine *20* pour alimenter un réseau de distribution de chaleur passe dans les bouilleurs *23*, où elle réchauffe l'eau qui est elle-même envoyée dans les canalisations *t* alimentant en chaleur les divers consommateurs publics ou privés.

Les cendres et les scories qui proviennent du foyer *9*, du réchauffeur d'air *36* et du séparateur de cendres *34* passent dans le collecteur de cendres *d* et sont évacuées par un système hydraulique *5*.

La salle des machines possède un pont roulant *22*, qui sert à monter et démonter les pièces lourdes.

L'énergie électrique produite par le turbo-alternateur *21* passe par l'installation de distribution *27*, puis dans le poste transformateur élévateur, d'où elle est envoyée aux consommateurs. Il existe un dispositif de distribution particulier *15* pour les besoins propres de la centrale.

La fig. 248 est une coupe transversale du bâtiment principal d'un projet de centrale à condensation de 1 200 MW, pour donner une idée des centrales électriques de très grande puissance que l'on construit en Union Soviétique pendant le plan septennal actuel.

§ 3. Gestion du combustible

La gestion et le traitement du combustible dans une centrale électrique comprennent un ensemble de mécanismes et autres équipements servant à manutentionner et à entreposer le combustible. Ce service comprend les opérations suivantes:

1) réception du combustible;

2) envoi du combustible dans la chaufferie ou bien à l'entreposage;

3) conservation de la réserve de combustible;

4) comptabilité du combustible reçu et du combustible consommé.

Dans le cas où le combustible est solide, on peut rencontrer encore les opérations suivantes:

a) installation de dégel et parfois de séchage du combustible;

b) concassage des morceaux en fonction des conditions de combustion (combustion sur grille ou combustion de pulvérisé);

c) élimination des débris métalliques, pour protéger les concasseurs et les broyeurs rapides contre les ruptures.

Installation type de manutention de combustible. La fig. 249 représente une installation type de manutention de combustible solide pour une centrale électrique. Le combustible arrive par des voies d'accès dans des wagons. Il est pesé sur la bascule à wagons *1* et est déchargé dans les soutes ou tranchées *2*. Ensuite, il est enlevé par le transporteur *3* et est envoyé au point de déversement *5*. De ce

dernier point, il est envoyé au tas par des transporteurs *4*, ou bien au broyage *7* par des transporteurs *6*.

Dans l'installation de broyage, le combustible est d'abord débarrassé des particules métalliques par des séparateurs magnétiques, après quoi il est broyé dans des broyeurs à marteaux, à cylindres ou à dents jusqu'à une grosseur de 25 à 30 mm dans le cas d'une combustion sur grille et jusqu'à une grosseur de 10 à 20 mm dans le cas d'une combustion en foyer. Le combustible broyé est envoyé au point de transbordement *10* par des transporteurs *9*, qui passent sur

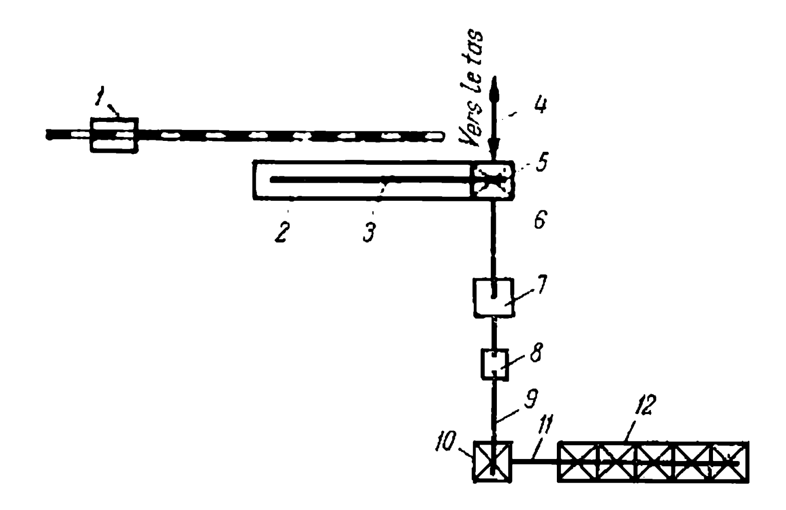


Fig. 249. Schéma d'installation du « Service des Combustibles » dans une centrale électrique :

1 — bascules à wagons ; *2* — tranchées de déchargement ; *3* — installation des transporteurs ; *4* — transporteurs envoyant le combustible au tas ; *5* — déversement du combustible ; *6* — transporteur desservant les broyeurs ; 7 — broyeurs ; *8* — bascules automatiques ; *9* — transporteur alimentant les soutes de la chaufferie ; *10* — point de transbordement ; *11* — transporteurs distributeurs ; *12* — soutes des chaudières

la bascule automatique *8*. Au point de transbordement *10*, on fait monter le combustible jusqu'à la hauteur de la galerie des soutes, où les transporteurs *11* le répartissent entre les soutes *12* des chaudières.

Le combustible arrive dans la centrale dans des wagons autodéchargeurs. Quand la consommation dépasse 350 t/h, on emploie des déchargeurs basculants de wagons. Les installations de déchargement peuvent être des tranchées à double accès ou bien des soutes.

Entreposage du combustible. Les réserves en tas servent à assurer un fonctionnement ininterrompu de la centrale en cas d'interruption dans l'arrivée du combustible. Elles servent également à recevoir les quantités de combustible qui dépassent la consommation courante. Pour réduire les frais occasionnés par les tas, ceux-ci sont installés à l'extérieur.

On calcule approximativement la surface horizontale nécessaire à un tas de charbon par la formule suivante:

$$F = \frac{24B_h m}{h\gamma_r \varphi} \text{ m}^2, \qquad (7\text{-}1)$$

avec B_h consommation horaire de combustible dans la chaufferie, en kg/h;
m nombre de jours de service de la chaufferie assuré par la réserve de combustible;
h hauteur admissible du tas, en m;
γ_r masse spécifique de remblayage du combustible, en kg/m³;
φ coefficient tenant compte de la pente des tas et des passages entre les tas.

La hauteur d'un tas de charbon est limitée par la possibilité de l'auto-inflammation. Dans la profondeur d'un tas de charbon,

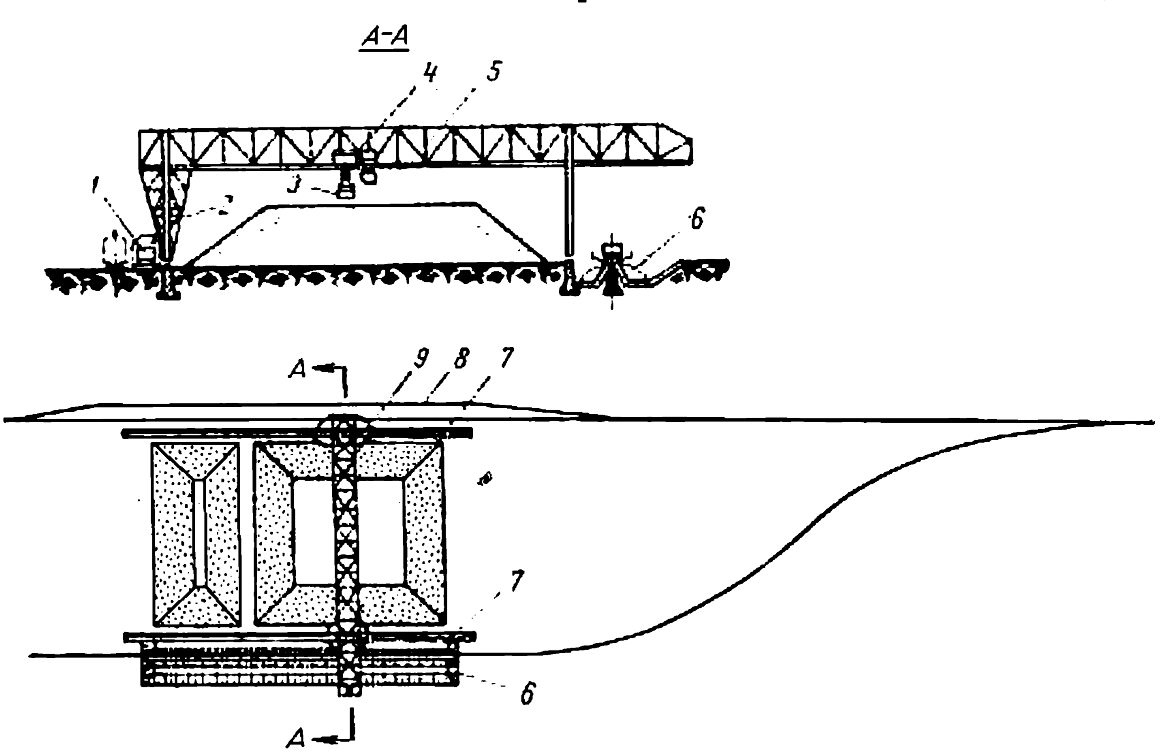


Fig. 250. Manutention d'un tas de charbon avec un portique à benne preneuse: *1* — wagon; *2* — soute de déversement; *3* — benne preneuse; *4* — chariot mobile de la benne; *5* — traverse du portique; *6* — tranchées de déchargement; *7* — rail du portique; *8* — déviation de la voie; *9* — voie ferrée normale

l'évacuation de la chaleur est très difficile, et l'oxydation du combustible peut faire croître la température jusqu'à l'inflammation spontanée. Pour réduire l'arrivée d'air dans les foyers d'échauffement possibles, on tasse les tas de charbon avec des engins spéciaux.

La hauteur des tas n'est pas limitée dans les entreposages mécanisés. Par contre, dans les entreposages non mécanisés, cette hauteur est de 1,5 à 2,5 m pour les lignites, de 2 à 3,5 m pour les houilles et peut atteindre jusqu'à 8 m pour la tourbe fraisée. La hauteur des tas de tourbe en morceaux et d'anthracite n'est pas limitée.

Dans les centrales de moyenne et grande puissance, la manutention du combustible en tas est mécanisée à l'aide de grues ou d'engins de terrassement, ou de chargement spéciaux.

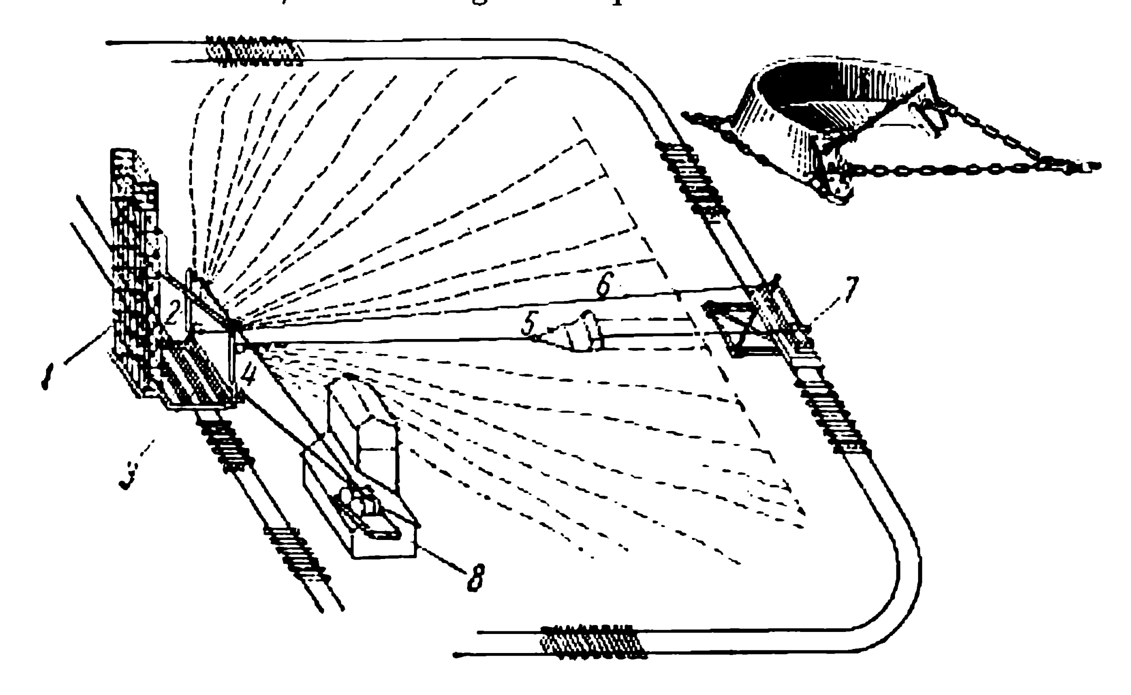


Fig. 251. Schéma d'un tas de charbon à scraper :
1 — tourelle de transbordement ; *2* et *4* — poulies de tête ; *3* — tranchée de réception du charbon ; *5* — scraper ; *6* — câble de traction ; *7* — chariot tendeur ; *8* — treuil

Les dispositifs à bennes preneuses saisissent le combustible sur le tas et le transportent, ils se déplacent habituellement sur des portiques mobiles ou sur des grues orientables, ou encore sur des grues à câbles. La fig. 250 montre un tas de combustible où l'on travaille avec des bennes preneuses et un portique mobile. Le combustible de la tranchée de déchargement *6* est repris par la benne preneuse *3* qui est suspendue au chariot *4*, mobile le long du portique *5*. Le portique se déplace sur les rails *7*, ce qui permet de desservir toute l'étendue du tas. A l'aide de la benne preneuse, on envoie le combustible dans la soute *2* qui se trouve au pied du portique. Le combustible est déversé dans le wagon *1* qui l'envoie dans la chaufferie.

La fig. 251 montre un tas de charbon traité avec un engin racleur (scraper). On peut voir la forme de cet engin, qui est en acier, sur

cette même figure. Lorsqu'on tire le scraper sur le tas de façon que sa concavité soit tournée vers l'avant, il ramasse le combustible et et l'entraîne jusqu'au point voulu. Quand le scraper revient dans le sens opposé, il glisse sur le combustible.

Le combustible déchargé des wagons est entraîné jusqu'au sommet de la rampe *1*, d'où il est déversé sur le tas primaire ou tas proprement dit. A partir de ce tas, on peut envoyer le combustible aux trémies réceptrices *3* ou bien le répartir sur toute l'étendue de l'entreposage au moyen du scraper *5* entraîné par les treuils *8*, le câble

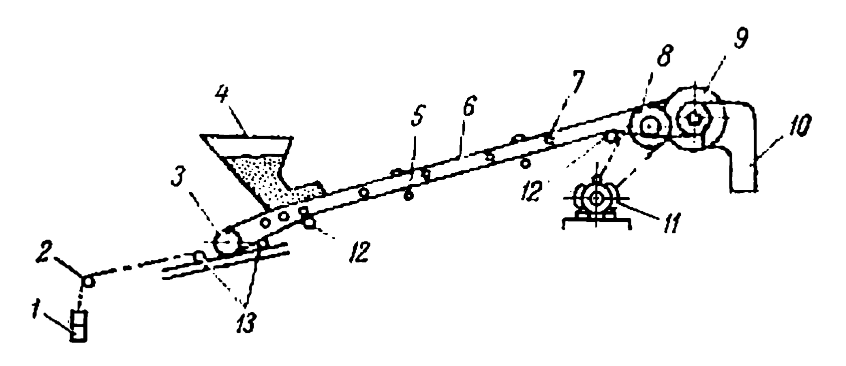


Fig. 252. Schéma d'un transporteur incliné à courroie:
1 — contrepoids de tension; *2* — poulie; *3* — tambour d'extrémité *4* — trémie de chargement *5* — galets guides; *6* — bande porteuse; *7* — galets porteurs; *8* — treuil; *9* — tambour de tête, ou tambour d'entraînement; *10* — trémie de déchargement; *11* — moteur électrique; *12* — tambours de renvoi; *13* — chariot de réglage de la tension

6, les poulies de tête *2* et *4*, et les poulies *7* qui sont mobiles. La manutention des tas de charbon à l'aide de scrapers est très répandue, car elle nécessite de faibles investissements et un équipement qui est très simple. Mais quand on brûle des lignites ou certains sous-produits industriels, on ne peut adopter cette méthode que dans les régions où la température ne tombe pas en dessous de —20 ou —25 °C, pour éviter que le scraper glisse constamment sur le tas de combustible qui est gelé.

Alimentation intérieure en combustible. A l'intérieur d'une centrale, l'alimentation en combustible se fait habituellement par transporteur (alimentation continue), par charges successives ou dans des récipients. Les centrales électriques utilisent principalement l'alimentation par trasporteurs et plus spécialement par transporteurs à courroie.

L'organe principal d'un transporteur à courroie est constitué par une courroie souple sans fin (caoutchoutée) qui est tendue sur des tambours ou barbotins d'extrémité, dont l'un a une fonction d'entraînement (fig. 252). Les galets porteurs du brin supérieur, c'est-à-dire du brin travaillant, de la courroie donnent à ce brin une forme transversale concave vers le haut. L'emploi de ce système est

limité par l'inclinaison de la rampe, qui ne peut pas dépasser 18° et ne peut atteindre 20° qu'avec les charbons finement concassés.

Les élévateurs à godets, ou norias, servent à élever le combustible verticalement. Ils sont constituées par une paire de chaînes articulées, auxquelles on fixe des récipients ou godets. Ces chaînes passent sur des barbotins, le barbotin supérieur étant le barbotin d'entraînement. Les élévateurs à godets présentent des inconvénients: avaries fréquentes, poids considérable, prix élevé.

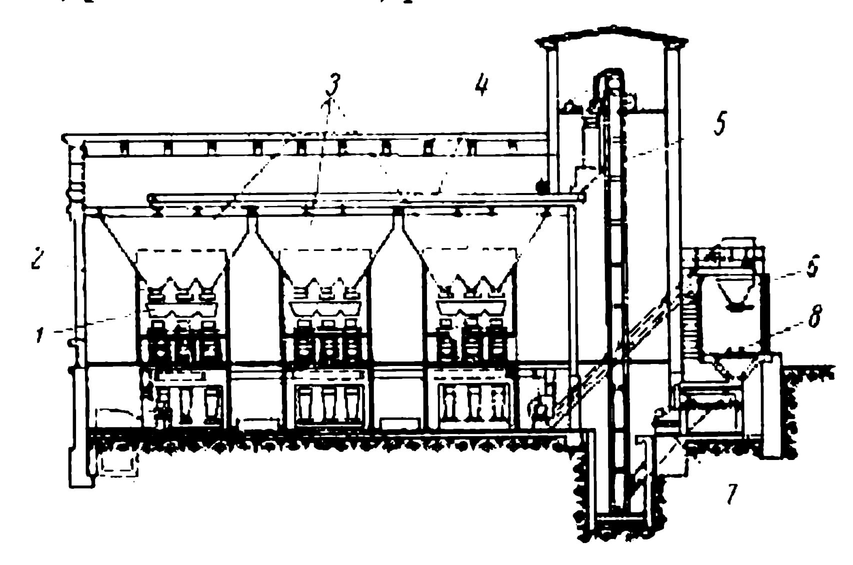


Fig. 253. Schéma de l'organisation de l'alimentation en combustible dans une centrale thermique de petite puissance:

1 — trémie de réception dans les foyers; 2 — vannes à secteurs; 3 — soutes; 4 — transporteur à courroie; 5 — élévateur; 6 — soute pour évacuation des cendres; 7 — broyeur de combustible; 8 — voie de circulation des wagonnets pour alimentation en combustible et évacuation des cendres

La fig. 253 montre un ensemble comprenant un élévateur à godets qui élève le combustible jusqu'à la hauteur des soutes et un transporteur à courroie qui répartit le combustible entre les chaudières dans une installation de petite puissance.

Quand la direction de transport d'alimentation est verticale ou à pente très raide, l'alimentation par charges successives se fait au moyen de récipients basculeurs ou skips.

La fig. 254 montre une installation de ce genre. Le skip est un grand récipient de 2 à 15 m³ de capacité qui se déplace sur des poutres guides au moyen d'un treuil. A l'extrémité inférieure de la course, on charge le skip de combustible au moyen d'un appareil de dosage. A l'extrémité supérieure, on vide ce récipient habituellement par simple basculement. Dans les points où le déplacement du skip change de direction, on installe des dispositifs d'aiguillage.

L'alimentation en combustible dans des emballages se fait au moyen de wagons ou de wagonnets se déplaçant sur des voies spécia-

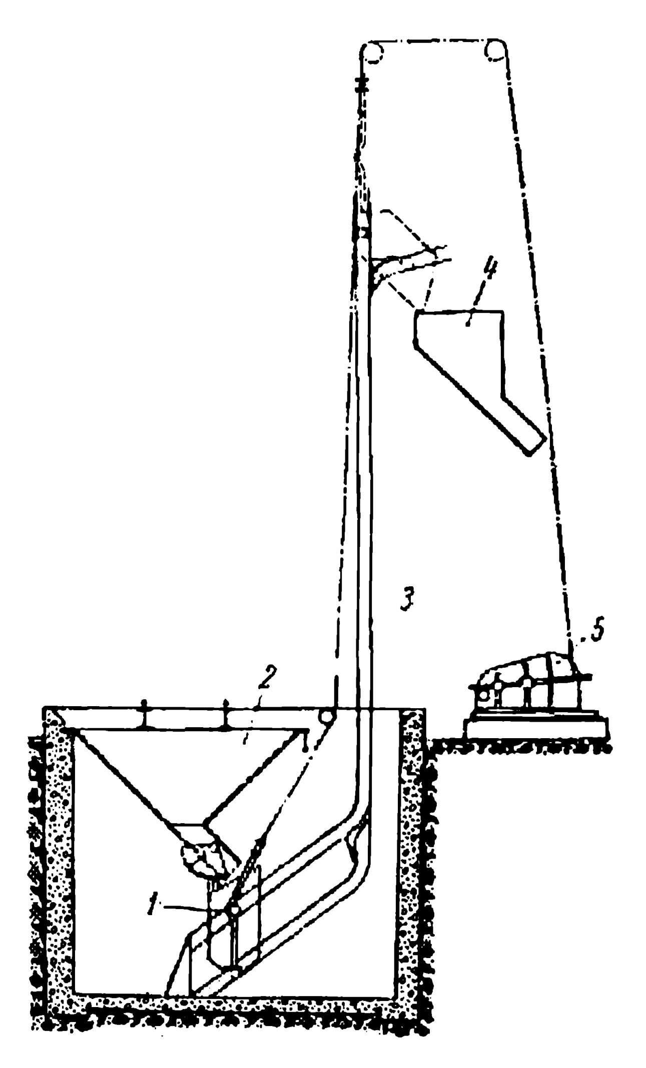


Fig. 254. Schéma d'un élévateur à récipient basculeur (skip):
1 — réservoir basculeur (skip); 2 — trémie de chargement; 3 — colonnes de guidage du skip; 4 — trémie de déchargement; 5 — treuil

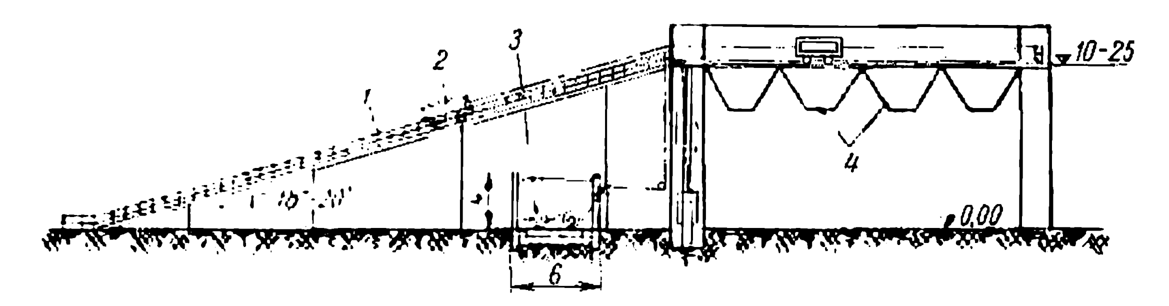


Fig. 255. Alimentation en combustible par une estacade:
1 — rails sur estacade; 2 — wagonnet à combustible; 3 — treuils; 4 — trémies à combustible des chaudières

les ou sur des téléphériques. Ce mode de transport, qui ne comporte aucun transbordement, est souvent employé dans les centrales qui brûlent de la tourbe.

La fig. 255 montre un transport de tourbe sur estacade, avec traction par câble. La pente de l'estacade peut atteindre 1 : 5 au maximum, pour éviter les déversements de combustible.

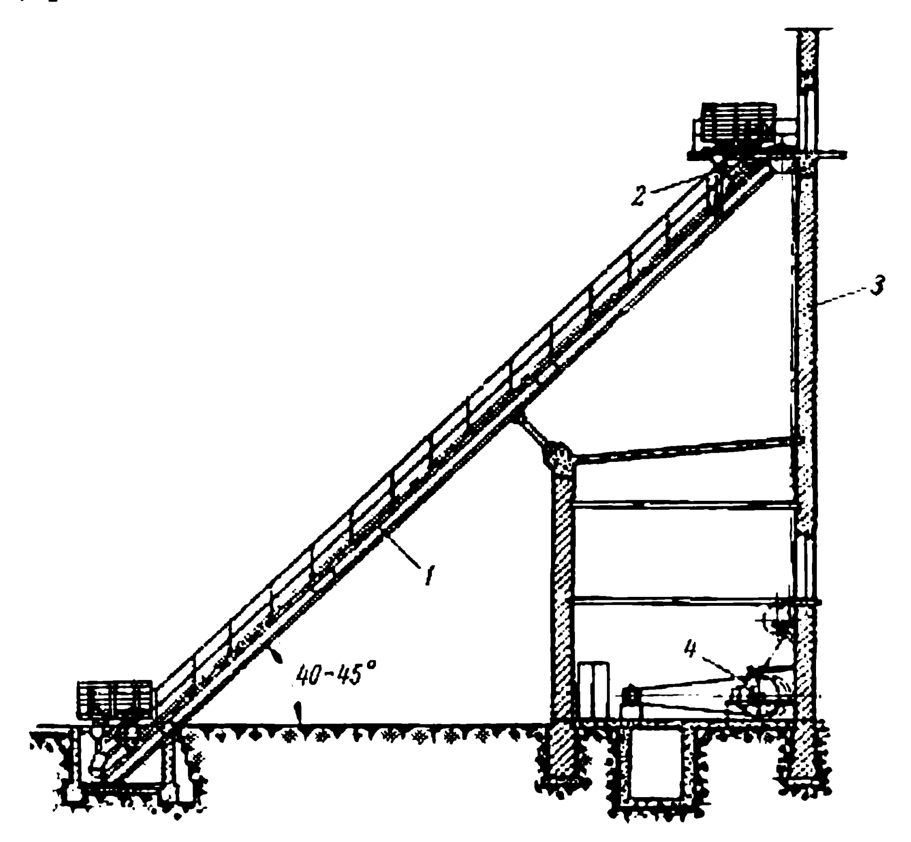


Fig. 256. Alimentation en combustible par un funiculaire:
1 — rails des chariots; 2 — chariot; 3 — câble remorqueur; 4 — treuil

Pour réduire la distance parcourue par le combustible quand les soutes se trouvent à grande hauteur, on remplace l'estacade par des funiculaires (fig. 256) ayant une inclinaison de 40 à 45 °C sur l'horizontale. Sur un même funiculaire, deux chariots *2* qui se font équilibre se déplacent simultanément de façon que leurs plateaux restent horizontaux. Le wagon ou wagonnet chargé est placé sur le chariot inférieur. Au moyen du câble *3* actionné par le treuil *4*, on le fait remonter, tandis que le wagonnet vide descend sur l'autre chariot. La vitesse de déplacement des chariots est d'environ 0,5 m/s, ce qui correspond à environ 7 ou 8 opérations par heure. Comparativement aux estacades, les funiculaires sont des constructions simples et bon marché. Mais leur débit est limité par

le fait qu'ils ne peuvent transporter qu'un seul wagonnet à la fois. Aussi, on les emploie surtout dans les centrales de moyenne puissance.

Les centrales de petite puissance utilisent parfois des téléphériques ou transporteurs aériens pour élever le combustible ou le déplacer horizontalement. Ces installations sont une combinaison d'une voie ferrée suspendue à un seul rail et d'une benne preneuse. Un téléphérique possède deux moteurs électriques, l'un pour déplacer le chariot sur le monorail et l'autre pour faire monter et descendre la benne preneuse.

Dans les centrales électriques utilisant des combustibles liquides, le service des combustibles comprend les installations de réception, les réservoirs, les installations de pompage et les canalisations. Pour que les huiles de chauffe ou les mazouts aient une fluidité suffisante, on réchauffe les citernes à la vapeur par des canalisations spéciales de vapeur.

Dans les anciennes centrales, le mazout est entreposé dans des réservoirs en acier installés au-dessus du sol. Dans les centrales modernes, on construit des réservoirs souterrains en béton armé. On prévoit des puisards spéciaux pour évacuer l'eau et les boues en dessous du fond des réservoirs. Dans les réservoirs à mazout, le combustible est réchauffé par des serpentins de vapeur.

Le combustible liquide est envoyé à la chaufferie par des pompes et des canalisations. Celles-ci doivent absolument être recouvertes d'une enveloppe calorifuge et d'autre part être réchauffées par des conduits de vapeur. On prévoit des installations contre l'incendie sur les réservoirs à mazout, afin d'étouffer l'incendie de mazout par de la vapeur ou par une mousse spéciale.

§ 4. Les caractéristiques technico-économiques du service des centrales

On peut évaluer la qualité du service d'une centrale électrique thermique, en examinant d'une part la consommation annuelle de combustible, et d'autre part la production annuelle d'énergie électrique, compte tenu de l'énergie calorifique distribuée quand il s'agit d'une centrale à distribution de chaleur.

On détermine la production annuelle d'énergie à l'aide du graphique annuel de durée des diverses charges (fig. 257). Sur ce graphique, on porte en coordonnées la charge de la centrale en tonnes de vapeur par heure ou en kW, et l'on porte en abscisses la durée des charges correspondantes, en heures. Sur la gauche, on porte le graphique journalier de la charge, en hiver et en été. Les graphiques d'automne et de printemps ont une forme intermédiaire ; on les englobe dans le graphique d'hiver en portant l'hiver à 210 jours.

La fig. 257 montre le tracé d'un graphique annuel en un point déterminé. La surface comprise entre l'axe des abscisses et la courbe du graphique annuel représente l'énergie annuellement produite, en tonnes par an ou en kWh par an.

Le graphique annuel de durée des charges permet de calculer le facteur d'utilisation de la puissance installée de la centrale k. Ce

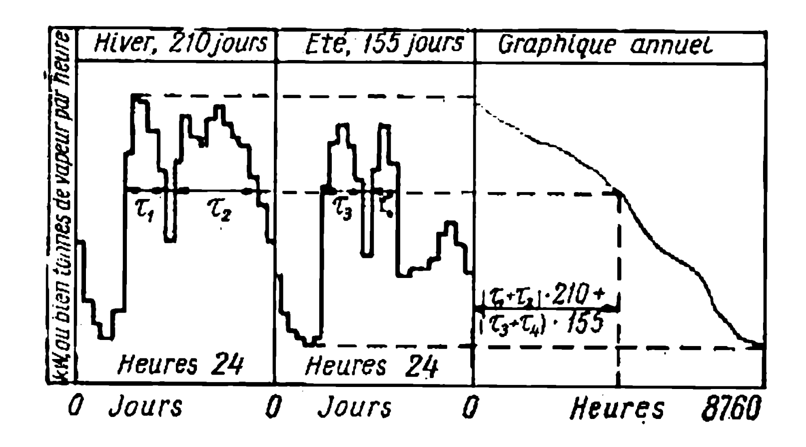


Fig. 257. Graphique annuel de charge

facteur est numériquement égal au rapport de l'énergie produite annuellement à l'énergie maximale qui pourrait être produite annuellement :

$$k = \frac{E_a}{N_{inst}\ 8\,760}, \qquad (7\text{-}2)$$

avec N_{inst} puissance installée totale de tous les groupes en service dans la centrale.

Le rendement économique d'une centrale est le rapport de l'énergie électrique produite (exprimée en kilocalories compte tenu de l'énergie calorifique distribuée quand il s'agit d'une centrale à distribution de chaleur) à la quantité de chaleur contenue dans le combustible consommé dans la même période soit pendant une heure, soit pendant une année. On distingue ici le rendement économique brut, qui tient compte de l'énergie totale produite par la centrale et le rendement économique net, dans lequel on défalque de l'énergie totale l'énergie consommée pour les besoins propres de la centrale.

Dans les centrales à condensation, on calcule le rendement économique brut par la formule suivante :

$$\eta_{br} = \frac{860\,E_{pr}}{BQ_i^t}, \qquad (7\text{-}3)$$

avec E_{pr} énergie électrique produite, en kWh;
B consommation de combustible pendant la même période, en kg;
Q_i^t pouvoir calorifique inférieur, en kcal/kg.

Dans une centrale à distribution de chaleur, le rendement économique global brut a pour valeur:

$$\eta_{br} = \frac{860 E_{pr} + Q_d}{BQ_i^t}, \tag{7-4}$$

avec Q_d énergie calorifique distribuée, en kcal.

On calcule le rendement économique net par la formule suivante:

$$\eta_n = \eta_{br}(1 - k_{bp}), \tag{7-5}$$

avec k_{bp} coefficient tenant compte de la consommation d'énergie pour les besoins propres de la centrale.

Le coefficient k_{bp} dépend de la puissance de la centrale et du degré de mécanisation du travail. D'après les résultats de la pratique on a: k_{bp} = 0,5 à 0,09 pour des centrales à condensation et k_{bp} = 0,08 à 0,13 pour des centrales à distribution de chaleur.

On exprime souvent la qualité économique de la centrale à condensation par la consommation spécifique de combustible par kWh à l'aide de la formule (7-3):

$$b = \frac{B}{E_{pr}} = \frac{860}{\eta_{br} Q_i^t} \text{ kg/kWh}. \tag{7-6}$$

Pour comparer la qualité du service de diverses centrales, on exprime la consommation spécifique de combustible non pas en combustible naturel ou réel, mais en un combustible conventionnel. La consommation spécifique de combustible conventionnel pour 1 kWh a la valeur suivante:

$$b_c = \frac{BQ_i^t}{7\,000 E_{pr}}. \tag{7-7}$$

La qualité économique des centrales à vapeur était très faible en Russie avant la révolution, autrement dit leur consommation spécifique était très élevée b_c = 1,1 kg/kWh.

Depuis la révolution d'Octobre, la qualité économique des centrales électriques augmente constamment grâce à l'augmentation de la puissance unitaire des turbines et des chaudières, à l'augmentation des caractéristiques de vapeur, à l'amélioration de la combustion, au perfectionnement de l'exploitation et à l'application de l'automatisme.

Prix de revient de l'unité d'énergie produite. Le prix de revient spécifique de l'énergie électrique ou thermique produite par les cen-

trales électriques constitue la meilleure caractéristique pour évaluer la qualité de l'étude du projet, de la construction, du montage et de l'exploitation. Les principaux facteurs qui permettent de réduire au minimum le prix de revient de l'énergie sont les suivants: économie très poussée de l'utilisation de la chaleur, utilisation des groupes poussée au maximum, organisation rationnelle de la conduite et des réparations de l'équipement.

On calcule le prix de revient de 1 kWh fourni aux consommateurs par une centrale à condensation, en divisant la somme des dépenses annuelles d'exploitation $\sum S_{ex}$ par la quantité d'énergie distribuée E_d exprimée en kWh:

$$s_e = \frac{\sum s_{ex}}{E_d} \tag{7-8}$$

Quand il s'agit d'une centrale en projet, on peut déterminer la production annuelle d'énergie à l'aide des graphiques annuels des charges moyennes (fig. 257). Si l'on ne possède pas ces graphiques, on peut calculer approximativement l'énergie annuelle moyenne à l'aide de la valeur probable du facteur d'utilisation de la puissance installée, ce facteur étant calculé par la formule (7-2).

L'énergie annuellement distribuée E_d est inférieure à l'énergie annuellement produite, par suite de la consommation d'énergie perdue pour les besoins propres de la centrale E_{bp} et des pertes inévitables dans les circuits électriques de la centrale elle-même E_p:

$$E_d = E_{pr} - E_{bp} - E_p. \tag{7-9}$$

Les charges annuelles d'exploitation d'une centrale se décomposent de la façon suivante: 1) amortissement des investissements S_{am} destinés à compenser le prix d'établissement de la centrale dans une période déterminée, qui résulte de l'usure réelle et morale; 2) dépenses de combustible et d'autres matières d'exploitation (matières consommables) S_{co}: lubrifiants, peintures et autres enduits, réactifs chimiques, pièces de rechange, matières nécessaires aux réparations courantes, etc.; 3) frais d'entretien du personnel de la centrale S_{pers}, y compris le personnel de réparation; 4) dépenses communes S_{com}, comprenant les impôts, les frais de sécurité sociale, frais de transport, d'administration, etc.

Les dépenses annuelles totales d'exploitation d'une centrale sont donc les suivantes:

$$\sum s_{ex} = s_{am} + s_{co} + s_{pers} + s_{com} \text{ roubles/an.} \tag{7-10}$$

Pour déterminer approximativement le prix de revient de l'énergie électrique et de l'énergie thermique fournies par une centrale à distribution de chaleur, on calcule séparément le prix de revient

de ces deux formes d'énergie. Dans ce but, on répartit les charges annuelles totales $\sum S_{ex}$ proportionnellement aux consommations de combustible B_{th} et $B_{é}$ correspondant respectivement à l'énergie thermique et à l'énergie électrique.

On calcule la quantité de combustible consommée pour produire l'énergie thermique par la formule suivante:

$$B_t = \frac{Q_d}{Q_i^t \eta_{ch}} \text{ kg/an}, \qquad (7\text{-}11)$$

avec η_{ch} rendement net de chaudière.

La consommation de combustible consacrée à l'énergie électrique a donc pour valeur:

$$B_{é} = B - B_{th} \text{ kg/an}, \qquad (7\text{-}12)$$

avec B consommation annuelle totale de combustible dans la centrale à distribution de chaleur.

On calcule le prix de revient de 1 kWh dans une centrale à distribution de chaleur par la formule suivante:

$$s_{é} = \frac{B_{é} \sum s_{ex}}{BE_d} \text{ roubles/kWh}. \qquad (7\text{-}13)$$

Chapitre II

AUTOMATISATION DES CENTRALES THERMIQUES

§ 1. Généralités

L'automatisation du fonctionnement de différents groupes et de la centrale entière augmente la productivité du travail et assure un accroissement du rendement des installations, accroît la sécurité du travail et la fiabilité des équipements.

L'automatisation et la mécanisation des processus technologiques dans les centrales présentent un ensemble complexe de mesures qui comprend: a) contrôle et commande à distance; b) signalisation; c) protection et verrouillage automatiques; d) automatisation de la commande des processus périodiques (par exemple, automatisation du soufflage des surfaces de chauffe de la chaudière); e) automatisation et réglage des processus continus qui assurent, sans intervention du personnel, la marche du processus technologique requis (par exemple, le maintien de la pression, de la température et du débit de la vapeur, de la hauteur du niveau d'eau, etc., conformément aux conditions imposées).

Le réglage et la conduite automatiques des processus continus, ayant lieu dans une centrale thermique, permettent de libérer le personnel du contrôle continu de la marche des processus et d'assurer un fiable fonctionnement de l'équipement. Il est à noter que ces processus ont lieu relativement vite et, lorsque la charge de la centrale est variable, ils exigent une intervention fréquente. Il y a encore peu de temps, même dans les grandes centrales, le réglage de l'alimentation en combustible et en air, le tirage dans le foyer et le niveau d'eau requis dans les chaudières étaient réalisés à la main, d'après les indications des appareils de mesure et de contrôle.

Actuellement, ces opérations ainsi que de nombreuses autres sont entièrement automatisées.

Presque toutes les chaudières sont dotées de régulateurs automatiques du niveau d'eau, ce qui a permis de liquider la profession de contrôleur de niveau d'eau qui était l'une des plus pénibles. La préparation du charbon pulvérisé (broyage et séchage du charbon) a été rendue automatique, ce qui a permis de réduire les dépenses d'énergie pour le broyage du charbon. Dans de nombreuses centrales, on a automatisé la réfrigération et la désaération de l'eau d'alimentation, le fonctionnement des condenseurs de turbines, des bouilleurs et des réchauffeurs d'eau. Une attention particulière est accordée à l'automatisation de la conduite des chaudières. Le réglage de la combustion dans les foyers est assuré par le contrôle de l'alimentation en combustible et en air, ainsi que du tirage.

§ 2. Schéma de réglage automatique du processus ayant lieu dans une chaudière

Parmi les nombreux systèmes de réglage automatique des chaudières le plus efficace est le système électronique. La fig. 258 montre un schéma de principe type d'un régulateur électronique de la combustion avec stabilisateur, pour une chaudière à circulation naturelle de l'eau utilisant du charbon pulvérisé.

Il faut avoir en vue qu'à chaque instant, on doit assurer une correspondance précise entre la quantité de vapeur produite et la quantité de vapeur consommée par les turbines. La constance de la pression requise est un indice de cette correspondance. En effet, si lors de la combustion du combustible une quantité de chaleur est dégagée dépassant celle nécessaire pour la production de la vapeur consommée, la chaleur excessive provoque un accroissement de la pression. Si le combustible arrive dans le foyer en quantité insuffisante, la pression de la vapeur dans la chaudière tombe. L'alimentation en combustible doit ainsi se faire de façon qu'avec des charges variables la pression de la vapeur dans la chaudière soit constante. Ceci est assuré par le régulateur de combustible, qui agit sur la quantité

de combustible arrivant dans le foyer par variation du nombre de tours des alimentateurs en charbon pulvérisé. Pour maintenir le régime thermique requis indépendamment de la qualité du combustible brûlé, on a prévu un stabilisateur d'alimentation en combustible. Ce stabilisateur comprend un débitmètre de vapeur *П* et un manomètre *M*, qui mesure la pression de la vapeur et agit par

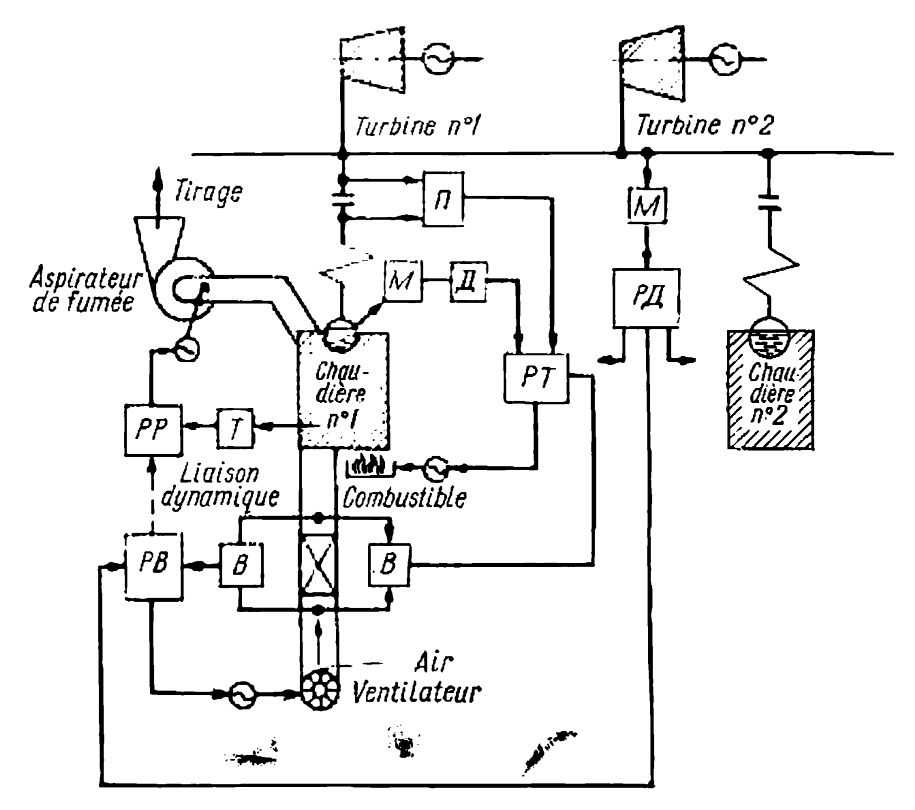


Fig. 258. Schéma de réglage de la combustion dans la chambre de combustion d'une chaudière cylindrique:

T — indicateur de tirage; *M* — manomètre; *B* — débitmètre d'air; *П* — débitmètre de vapeur; *PД* — régulateur de pression; *PB* — régulateur d'air; *PT* — régulateur de combustible; *PP* — régulateur de dépression; *Д* — différenciateur

l'intermédiaire d'un différenciateur *Д*, qui élimine l'influence nuisible de l'inertie de la chaudière sur le système de réglage d'amenée du combustible.

Le réglage de l'arrivée d'air dans le foyer doit assurer le régime de combustion le plus économique. A cette fin, il faut maintenir le rapport nécessaire entre la quantité du combustible à brûler et la quantité d'air nécessaire pour la combustion.

Le débit d'air est réglé par le régulateur d'air conformément à la valeur de l'impulsion reçue du régulateur de la pression de vapeur dans la conduite principale. Le régulateur d'air agit sur les pales orientables du ventilateur de soufflage.

Le réglage du tirage doit assurer la correspondance entre le débit des aspirateurs de fumée et des ventilateurs de soufflage. La dépression dans la partie supérieure du foyer constitue le critère de cette correspondance.

Un régulateur de dépression monoimpulsionnel maintient une dépression constante dans le foyer de la chaudière, en agissant sur le volet de l'aspirateur de fumée. Pour améliorer le fonctionnement de ce régulateur, on a prévu une liaison dynamique complémentaire

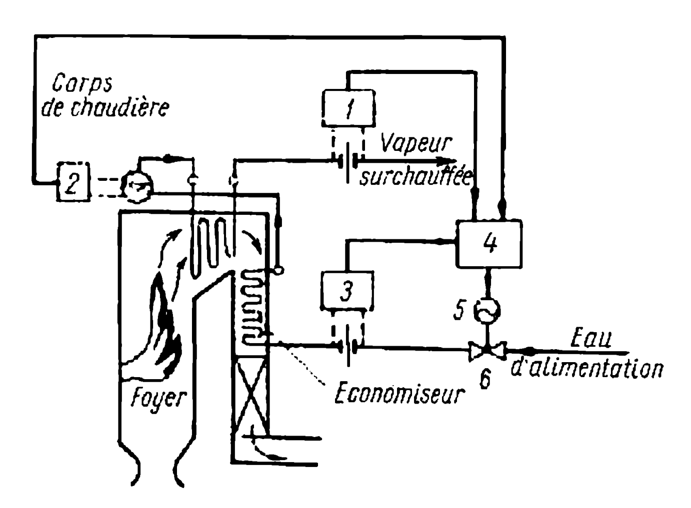


Fig. 259. Schéma de principe d'un régulateur électronique triimpulsionnel d'alimentation d'une chaudière cylindrique:

1 — capteur d'impulsions du débit de vapeur; *2* — capteur d'impulsions du niveau d'eau dans la chaudière; *3* — capteur d'impulsions du débit d'eau d'alimentation; *4* — appareil de réglage électronique; *5* — actionneur; *6* — soupape de réglage sur la conduite d'alimentation

avec le régulateur d'air, grâce à quoi la valeur réglable de la dépression dans le foyer ne s'écarte pratiquement pas de la valeur prescrite.

Le processus de réglage a lieu de façon suivante. Un changement de la consommation extérieure de la vapeur venant de la chaudière provoque une perturbation du bilan thermique, ce qui fait varier la pression de la vapeur dans la conduite principale. Il en résulte l'entrée en jeu du régulateur de pression *РД*. En agissant sur le régulateur du débit d'air *PB*, il faut varier la quantité d'air arrivant au foyer de la chaudière.

Simultanément avec l'envoi d'une impulsion au régulateur de débit d'air, une impulsion est envoyée au régulateur de débit de combustible *PT*, ce qui fait changer l'arrivée du combustible et fait rétablir le bilan thermique. Le régulateur de dépression *PP* règle alors la valeur requise de la dépression dans le foyer.

Le second paramètre de la vapeur, la température de la vapeur surchauffée, est généralement maintenu par un régulateur de température indépendant.

Avec la variation de la consommation de la vapeur, le niveau d'eau dans la chaudière varie. Pour maintenir le niveau d'eau constant, on utilise des régulateurs d'alimentation automatiques fonctionnant à base d'un appareillage électronique, d'après un schéma à trois impulsions (fig. 259).

Le régulateur électronique d'alimentation *4* reçoit trois impulsions: du débitmètre de vapeur *1*, du capteur *2* et du débitmètre d'eau d'alimentation *3*. On utilise comme appareils primaires pour la mesure des paramètres et pour l'envoi des impulsions primaires au relais des manomètres différentiels à siphon dotés de capteurs à induction.

L'utilisation dans les centrales des blocs d'équipements permet d'automatiser complètement les processus thermiques grâce à la simplification des schémas de canalisations, à une forte diminution de la robinetterie dans le système de conduites et des commutations éventuelles des équipements.

L'impulsion due à la variation de la fréquence est alors transmise simultanément à la turbine et à la chaudière, c'est-à-dire les deux systèmes de réglage fonctionnent en synchronisme. Pour ne pas surcharger la chaudière, une liaison inverse de la chaudière à la turbine est nécessaire et elle est réalisée par l'intermédiaire du régulateur de pression dans la turbine, qui peut freiner la variation de la charge de la chaudière, en agissant sur les soupapes de réglage de la turbine lors de la chute de pression dans la conduite de vapeur.

Chapitre III

CENTRALES ATOMIQUES

§ 1. Principes physiques

La consommation de différents combustibles dans les centrales thermiques, dans les moyens de transport et pour les usages domestiques est énorme. Cette circonstance, ainsi que la quantité limitée des réserves de combustibles organiques, explique le travail intense qui est mené partout afin de domestiquer de nouveaux genres d'énergie. Parmi ces derniers, il faut nommer l'énergie atomique obtenue grâce aux transformations nucléaires de quelques-uns des éléments lourds. Certaines réactions nucléaires sont accompagnées de la libération d'une ou de plusieurs particules (neutrons, protons ou quanta des rayons gamma). Les nouveaux noyaux qui se forment alors diffèrent des noyaux initiaux de quelques unités pour la masse ou la charge. De telles transformations dans le noyau qui apparaissent

spontanément ont été découvertes à la fin du dernier siècle par Pierre et Marie Curie. Mais le rendement de telles réactions réalisées de façon artificielle était très faible, et pour cette raison elles n'avaient aucune valeur pratique et ne pouvaient pas être utilisées en énergétique.

A la fin des années 30, on a trouvé d'autres formes de transformation nucléaire parmi lesquelles il faut noter les réactions de fission des noyaux d'uranium et de thorium sous l'action des neutrons. Lors de telles transformations les noyaux se décomposent en deux fragments. Vu que les noyaux des fragments portent des charges de même nom, en se repoussant, ils acquièrent de grandes vitesses et se trouvent en interaction énergique avec le milieu ambiant, ce qui fait transformer l'énergie cinétique des fragments en chaleur des molécules du milieu ambiant.

Avec une telle fission du noyau atomique on observe généralement la libération de l'un, de deux ou d'un plus grand nombre de neutrons, ce qui permet de conserver le processus continu (en chaîne) de la fission.

En plus de deux transformations nucléaires examinées on connaît la réaction de synthèse ou de fusion des atomes simples. La quantité d'énergie libérée lors d'une réaction de fusion est de beaucoup supérieure à celle obtenue lors de la fission.

Dans les réactions de synthèse on utilise l'hydrogène lourd (deutérium, tritium) avec formation de l'hélium et dégagement d'une grande quantité d'énergie. Pour la réaction de synthèse, il faut rapprocher les noyaux à une distance de l'ordre de 10^{-12} cm à laquelle les forces d'attraction nucléaire commencent à agir. Mais lors du rapprochement des noyaux, entre eux apparaissent des forces de répulsion coulombienne extrêmement grandes, qui peuvent être surmontées seulement à condition d'imprimer aux noyaux de très grandes énergies de l'ordre de plusieurs dizaines de kiloélectrons-volts.

La réaction de fusion nucléaire est précédée par l'ionisation des atomes avec laquelle les enveloppes électroniques sont éloignées des noyaux, ce qui permet d'obtenir pour ainsi dire un mélange de deux gaz: des électrons libres et des noyaux. Dans ce cas, la réaction de fusion, en présence d'une énergie suffisante des particules du noyau, peut avoir lieu sans aucun obstacle, vu qu'il n'est pas nécessaire de dépenser inutilement l'énergie pour l'« arrachement » des électrons des enveloppes électroniques. L'état ionisé de la matière est appelé état plasmatique et il est obtenu par l'accroissement de la température jusqu'à plusieurs centaines de millions de centigrades. Pour cette raison, la réaction de fusion qui a lieu à une température tellement élevée est appelée réaction *thermonucléaire*. La réaction de fusion dans les dispositifs non contrôlés a été réalisée dans la bombe à hydrogène.

La difficulté principale dans la réalisation pratique d'une réaction contrôlée de fusion consiste en ce qu'au fur et à mesure que le plasma s'échauffe, les particules qui se déplacent avec accélération s'envolent. Au bout d'un certain temps arrive un instant où l'amenée d'énergie est entièrement absorbée par les particules, qui s'envolent sans accroissement notable de la température de la partie restante du plasma. Ceci, ainsi que d'autres phénomènes, rend difficile le maintien de la température requise dans le système et la réalisation de la synthèse,

Les réactions thermonucléaires contrôlées présentent de grands avantages de permettre la transformation directe de l'énergie nucléaire en énergie électrique, et lorsque l'homme arrivera à la domestiquer, il disposera d'une source d'énergie pratiquement inépuisable.

§ 2. Méthodes de production et d'utilisation de l'énergie atomique

L'uranium est un mélange naturel de trois isotopes: l'uranium 238 (99,28 %), l'uranium 235 (0,714 %) et l'uranium 234 (0,006 %), ainsi que le thorium ayant un isotope de thorium 232. Ce sont des substances naturelles fissiles utilisées en énergétique atomique. Les isotopes artificiels tels que l'uranium 233 et le plutonium 239 peuvent aussi avoir une grande importance pour l'énergétique atomique. Pour la centrale atomique de l'Académie des Sciences de l'U.R.S.S., qui était la première au monde, on a adopté l'uranium enrichi contenant 5 % de l'uranium 235.

Chaque particule nucléaire est liée au noyau par une énergie bien déterminée dont la valeur peut être calculée, si l'on mesure l'énergie de la matière avant et après le départ de la particule du noyau.

La nature des liaisons énergétiques dans le noyau peut être élucidée par les raisonnements suivants. Les protons faisant partie du noyau de l'atome sont soumis, d'une part, à l'action des forces chargées positivement et qui les répulsent et, d'autre part, à l'action des forces beaucoup plus grandes qui s'exercent dans le noyau même et dans le voisinage immédiat de celui-ci.

Dans les noyaux lourds, les forces de répulsion sont tellement grandes que l'action des forces nucléaires est très affaiblie et les noyaux mêmes deviennent instables. Les substances radioactives sont les moins stables et ce n'est qu'en émettant de différentes particules qu'elles deviennent plus stables. Par suite de la diminution de la masse (défaut de masse), engendrée par la désintégration du noyau ou l'émission de particules isolées, une énergie équivalente à la masse est libérée.

Lors de la fission d'un noyau de l'uranium 235, la répartition approximative de l'énergie libérée en megaélectrons-volts (MeV) est la suivante:

Energie cinétique des fragments	160 MeV
Energie cinétique des neutrons	5 »
Energie de rayonnement gamma instantané . .	5 »
Energie de rayonnement radio-actif des fragments (rayons gamma, rayons bêta et neutrinos	30 »
Energie totale de fission	200 MeV

Les mesures calorimétriques directes donnent une valeur plus petite: 175 MeV.

Lors de la fission du noyau, il faut d'abord vaincre les forces nucléaires, c'est-à-dire dépenser du travail. Après la fission du noyau sera dégagée une énergie qui peut être utilisée pour des fins énergétiques.

L'énergie dégagée est égale à la différence des énergies de liaison des éléments initiaux et finaux. La réaction inverse, c'est-à-dire la réunion des noyaux de poids moyen en noyaux d'uranium, demande une quantité d'énergie identique.

Ce n'est pas toujours que le passage du noyau à l'état stable a lieu après une seule désintégration. Dans de nombreux cas, l'état stable du noyau est atteint après plusieurs transformations radioactives avec émission des particules alpha et bêta accompagnées de rayonnement gamma. Ainsi, les noyaux de l'uranium 238 subissent quatorze transformations avant de passer à l'état stable avec formation du plomb 206.

Les études montrent que la réaction nucléaire en chaîne devient plus complexe dans l'uranium naturel qui comprend l'uranium 235, l'uranium 238 et l'uranium 234,vu la difficulté d'assurer la fission de l'uranium 238 dont les noyaux ne sont désintégrés que par les neutrons très rapides, qui se déplacent à vitesse dépassant 14 000 km/s.

Bien que les neutrons rapides soient libérés lors de la fission de l'uranium, après plusieurs collisions avec les noyaux ils perdent leur vitesse et sont absorbés par les noyaux d'uranium 238 sans fission de ce dernier. Les neutrons à vitesse moyenne et petite (jusqu'à 2 200 m/s), qui se forment et sont appelés neutrons *thermiques*, provoquent la fission du noyau d'uranium 235, ce qui augmente la valeur de ce dernier comme combustible nucléaire.

On peut trouver une explication de ce fait en comparant les énergies critiques de fission (énergie d'activation), qu'il faut fournir au noyau pour provoquer sa fission, à l'énergie d'excitation du noyau fournie par un neutron thermique (tableau 21).

Tableau 21

Noyau	Energie critique de fission, MeV	Energie d'excitation fournie par un neutron thermique, MeV
Uranium 235	6,5	6,8
Uranium 238	7,0	6,8

En comparant ces grandeurs on voit que l'énergie d'excitation est plus grande que l'énergie critique pour l'uranium 235 (6,8 et 6,5 MeV) et de beaucoup plus petite pour l'uranium 238 (5,5 et 7,0 MeV). On peut en conclure que les noyaux d'uranium 235 peuvent être désintégrés par les neutrons rapides ainsi que par les neutrons thermiques, tandis que les noyaux d'uranium 238 peuvent l'être seulement par les neutrons rapides.

Les fragments obtenus par fission de l'uranium 235 sont les plus divers. On peut trouver parmi eux plus de 30 éléments à nombre de masse compris entre 72 et 162.

§ 3. Réacteurs

Une installation dans laquelle ont lieu le processus réglable de fission des noyaux atomiques et la transformation de l'énergie nucléaire libérée en chaleur est appelé *réacteur* ou *pile*. Dans un réacteur, simultanément avec le processus de fission, a lieu l'absorption d'une partie de neutrons par l'uranium et par les matériaux faisant partie de la zone active du réacteur. Ces pertes de neutrons doivent être compensées durant un processus maintenu de façon continue, ce qui est possible lorsque la fission de chaque noyau est accompagnée de la formation de deux ou trois nouveaux neutrons.

En général, un processus en chaîne est possible lorsque le nombre de neutrons de deuxième génération est égal ou supérieur à leur quantité initiale, c'est-à-dire lorsque $k \geqslant 1$, où k est un coefficient de multiplication des neutrons. Si la valeur de k est de beaucoup supérieure à l'unité, un processus de multiplication des neutrons en avalanche est inévitable. Pour cette raison, il est très important d'assurer un réglage précis et opportun de la quantité de neutrons participant aux fissions suivantes des noyaux.

Le réglage est devenu possible lorsqu'on a trouvé qu'au processus de fission participaient non seulement les neutrons instantanés qui se forment lors de la fission du noyau, mais les groupes de neutrons retardataires émis par les fragments au bout de 0,6 à 80 s.

Vu que le nombre de neutrons retardataires est un peu inférieur à 1 %, en admettant un coefficient de multiplication proche de l'unité (0,99 ou 1,01), on peut retarder ou accélérer le développement du processus grâce aux noyaux retardataires, et les variations du processus auront lieu non pas d'emblée mais au bout de 60 à 90 s, ce qui permet de régler et de contrôler les réactions de fission.

Le contrôle de la réaction de fission est généralement assuré à l'aide des barres de cadmium ou d'acier au bore qui absorbent activement les neutrons thermiques. De telles barres, introduites dans la zone active du réacteur, absorbent de façon intense les neutrons et diminuent ainsi le nombre de fissions des noyaux d'uranium 235. En faisant varier la profondeur d'enfoncement des barres, on peut influer dans de larges limites et avec une précision suffisante sur le fonctionnement du réacteur.

La consommation du combustible nucléaire et, par conséquent, l'accumulation des fragments de fission et leur désintégration radioactive sont accompagnées d'un changement continu de la composition de la zone active du réacteur. Pour cette raison, le coefficient de multiplication de neutrons varie continuellement. Il en résulte que le régime du réacteur n'est pas stationnaire, même s'il fonctionne à puissance thermique constante.

En plus, lors de la marche du réacteur, on observe dans une certaine mesure l'autoréglage du processus en fonction de la variation de la température. Par exemple, avec une évacuation intense de la chaleur la température de la zone active du réacteur diminue, ce qui provoque un accroissement du nombre de collisions par suite de l'accroissement de la densité du modérateur et, par conséquent, la formation d'un plus grand nombre de neutrons thermiques. Cela à son tour augmente le nombre de fissions et provoque le rétablissement de la puissance thermique du réacteur.

La puissance instantanée du réacteur est déterminée par le nombre d'atomes, subissant la fission en une seconde, et dépend du volume du réacteur et du nombre de neutrons, libérés dans un cm^3 de la partie centrale du réacteur, de la vitesse et de la longueur du libre parcours des neutrons, capables de provoquer la fission avec libération d'énergie.

Types de réacteurs. Dans un mélange homogène d'uranium naturel avec un modérateur, une absorption notable de neutrons par l'uranium 238 est inévitable. Pour ralentir les neutrons rapides jusqu'à la vitesse des neutrons thermiques, on introduit des modérateurs qui absorbent faiblement les neutrons. En entrant en collision avec les noyaux d'une telle substance, les neutrons passent à cette dernière une partie de leur énergie et, après plusieurs collisions, ralentissent jusqu'à l'énergie d'équilibre thermique avec le milieu ambiant.

Dans la nature, on ne trouve pas de noyaux qui n'absorbent pas de neutrons, mais certaines substances absorbent les neutrons de façon peu intense, et pour cette raison elles sont utilisées comme modérateurs (graphite, eau lourde, eau ordinaire, béryllium et autres). Si on adopte le graphite comme modérateur, les neutrons doivent subir jusqu'à 110 collisions avant de devenir des neutrons thermiques. Pour un mélange homogène d'uranium naturel avec du graphite on observera une forte absorption de neutrons par l'uranium 238, et le processus en chaîne pratiquement n'aura pas lieu. Aussi utilise-t-on dans de tels réacteurs un mélange hétérogène d'uranium et

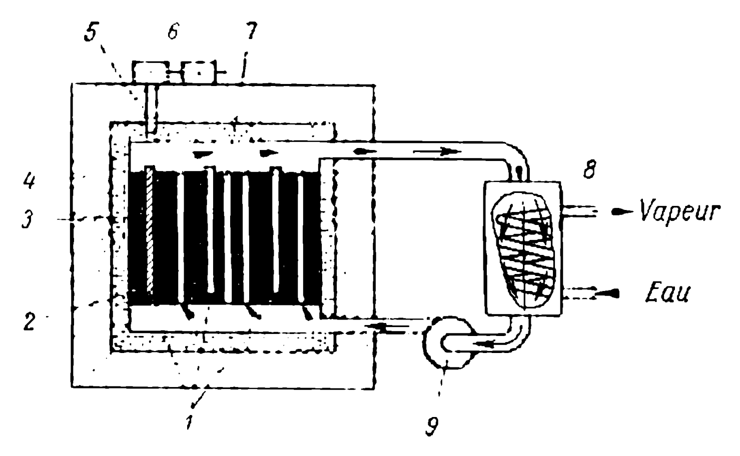


Fig. 260. Schéma d'un réacteur hétérogène

de graphite, et à cette fin les barres d'uranium sont séparées et alternent avec des barres en graphite pur. De tels réacteurs sont appelés réacteurs *hétérogènes.*

Lorsqu'on utilise l'eau lourde comme modérateur, les neutrons perdent une énergie considérable après 18 ou 20 collisions et deviennent des neutrons thermiques. De ce fait, la probabilité d'absorption des neutrons par l'uranium 238 diminue, et la fission en chaîne dans un mélange homogène de l'uranium naturel et de l'eau lourde devient possible.

Le réacteur homogène comprend généralement une cuve à eau lourde dans laquelle sont dissous les sels d'uranium. A l'extérieur de la cuve est placé un réflecteur qui diminue la fuite de neutrons. L'eau réchauffée dans un tel réacteur peut en même temps servir de caloporteur, dont la température est réglée par la méthode courante à l'aide des barres de cadmium.

L'emploi de l'uranium enrichi (à forte teneur d'uranium 235) dans les réacteurs homogènes permet d'utiliser l'eau comme modérateur.

Le schéma d'un réacteur hétérogène est présénté sur la fig. 260. Le réacteur comprend un bloc de graphite *2* avec des barres métal-

liques *1* recouvertes d'uranium; une couche protectrice en plomb *4* et en béton *3*; un échangeur de chaleur *8* rempli de caloporteur (eau) refoulé par la pompe *9* à travers les canaux du réacteur. Le réglage du réacteur se fait automatiquement par des barres de contrôle *7*. A cette fin, on a prévu un dispositif comprenant une chambre d'ionisation *5* et un système de commande électrique *6*. Lors d'une émission excessive de neutrons, les barres de contrôle *7*, grâce aux dispositifs de la chambre d'ionisation et de la commande électrique, sont introduites dans le réacteur, absorbent les neutrons en excédent et diminuent ainsi leur action sur le caloporteur.

Un réacteur atomique peut fonctionner seulement à condition d'être chargé d'une quantité déterminée de substance fissile. La quantité minimale de cette substance nécessaire pour maintenir la réaction de fission en chaîne est appelée *masse critique*. La valeur de la masse critique dépend de l'énergie des électrons et de la forme de la masse d'uranium qui détermine le nombre de neutrons émis. La masse critique diminue considérablement lorsqu'on utilise des réflecteurs qui s'opposent à la dispersion des neutrons dans le milieu ambiant, ainsi que lors de l'emploi d'une forte concentration de l'isotope d'uranium 235.

Un réacteur chaud est caractérisé par une réactivité réduite, ce qui s'explique surtout par la diminution de la densité du combustible nucléaire dans le modérateur. Dans ce cas, la distance moyenne entre les noyaux augmente et la probabilité de leur fission diminue.

Le calcul théorique montre qu'après la mise en marche d'un réacteur, sa puissance doit augmenter d'abord assez rapidement, mais en réalité au début, vu la réactivité diminuée, le coefficient de multiplication diminue et ce n'est qu'après la sortie de la barre de cadmium du réacteur que la puissance de ce dernier commence à croître de façon plus intense. Lors du fonctionnement du réacteur, l'écart de sa puissance de sa valeur moyenne prescrite est caractérisé par une courbe ondulée qui, pour l'état permanent, s'écarte jusqu'à 0,1 %.

La chaleur obtenue dans le réacteur peut être évacuée à l'aide d'un fluide caloporteur (eau, gaz, métal liquide) hors du réacteur vers l'endroit de son utilisation. Grâce à la chaleur du caloporteur dans le circuit secondaire, l'eau est transformée en vapeur ou un gaz est réchauffé, et leur chaleur est utilisée dans les installations énergétiques.

L'utilisation de deux circuits s'explique par le fait suivant. Le circuit primaire est radio-actif, et pour cette raison tout son équipement est placé derrière un mur en béton armé assurant la protection biologique. Dans ce circuit a lieu la transformation de l'énergie nucléaire en chaleur. Dans le second circuit, le caloporteur n'est pas radio-actif et son équipement n'exige pas une protection spé-

ciale. Dans ce circuit, la chaleur de la vapeur est transformée en énergie électrique.

La classification des réacteurs selon le caloporteur est la plus caractéristique, car le schéma technologique et le rendement thermique sont déterminés surtout par le choix du caloporteur. On peut donc classer les réacteurs énergétiques en réacteurs refroidis par

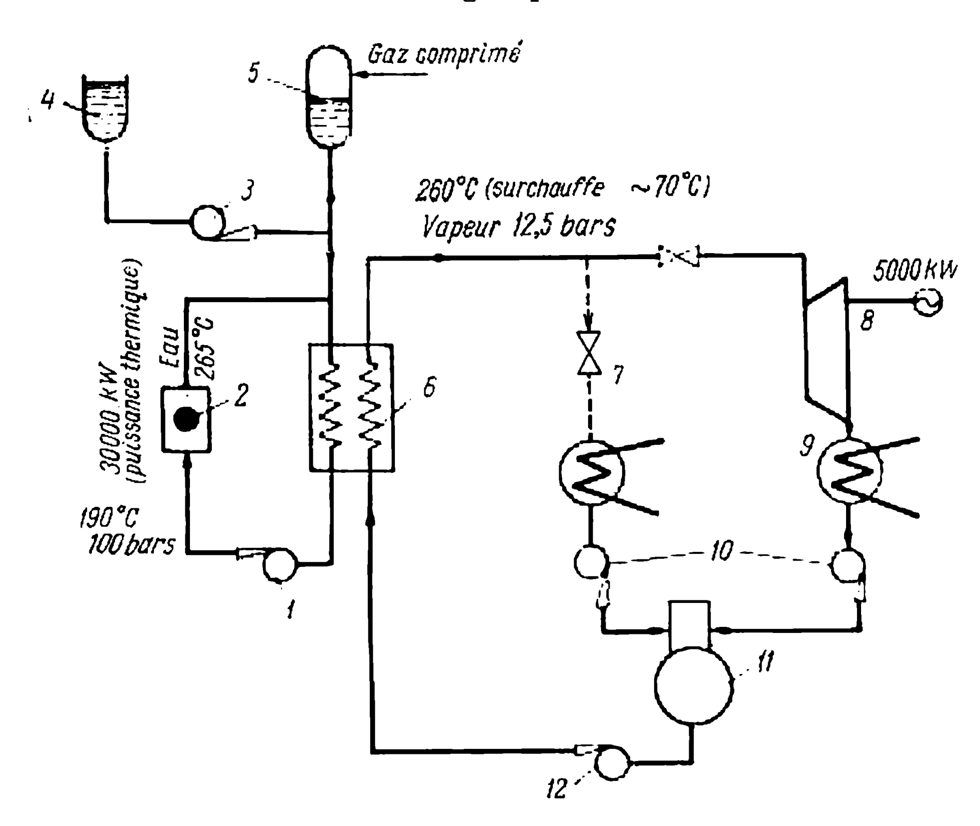


Fig. 261. Schéma de principe de la première centrale atomique de l'Académie des Sciences de l'U.R.S.S. :

1 — pompe de circulation; *2* — réacteur; *3* — pompe de gavage; *4* — réservoir d'eau distillée; *5* — compensateur de volume; *6* — générateur de vapeur; *7* — condenseur de démarrage; *8* — turbine; *9* — condenseur; *10* — pompes à condensat; *11* — désaérateur; *12* — pompe d'alimentation

l'eau sous pression, par des substances organiques, par du métal liquide, par un gaz comprimé et en réacteurs bouillants.

Réacteurs refroidis par l'eau sous pression. Le schéma de principe de la centrale atomique de l'Académie des Sciences de l'U.R.S.S. est présenté sur la fig. 261. Pour cette centrale on a adopté un réacteur à modérateur de graphite fonctionnant aux neutrons thermiques. L'eau distillée sous pression de 100 bars et à température de 265 °C dans le circuit primaire est utilisée comme caloporteur. Dans le circuit secondaire, on obtient de la vapeur sous pression de 12,5 bars à température de 260 °C qui est envoyée dans une turbine.

La mise en marche de cette centrale atomique a prouvé la possibilité d'utiliser l'énergie atomique pour des buts industriels. La centrale atomique de l'Académie des sciences a été construite suivant un schéma thermo-énergétique faible avec utilisation de l'équipement normalisé.

La puissance thermique du réacteur est de 30 000 kW et la puissance de l'alternateur est de 5 000 kW, ce qui assure un rendement

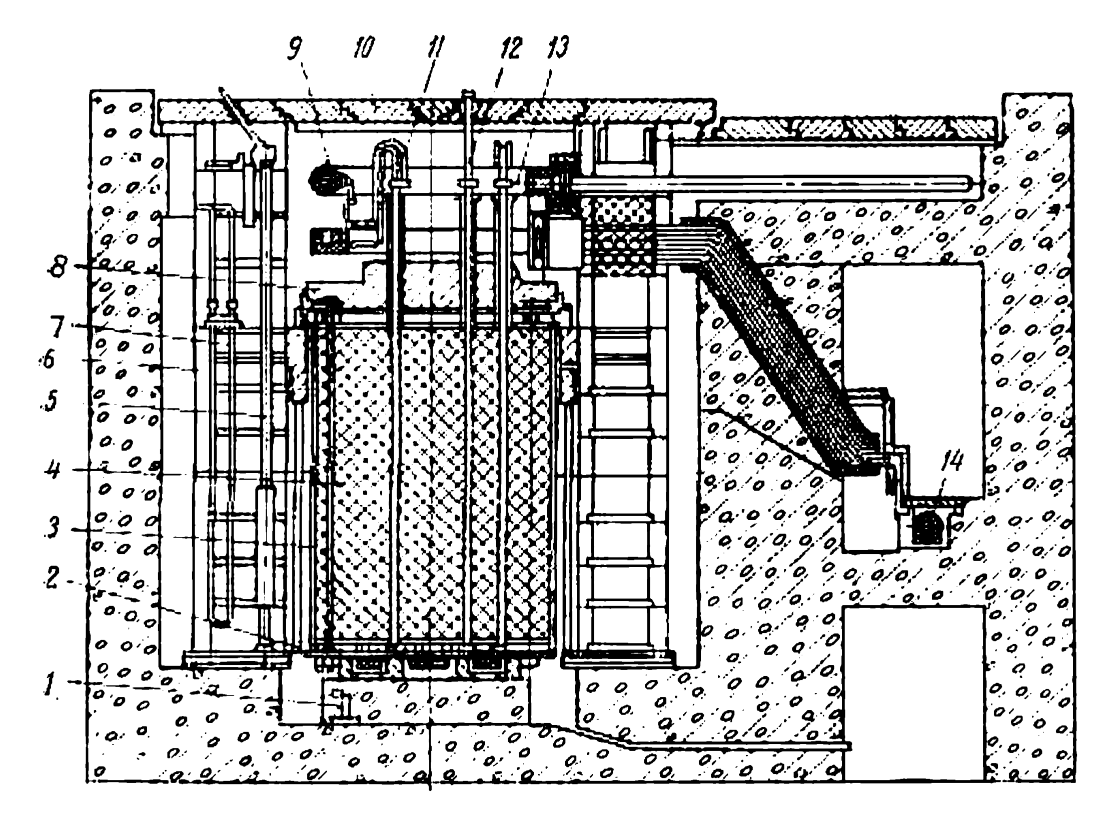


Fig. 262. Réacteur de la centrale atomique de l'Académie des Sciences de l'U.R.S.S.

net de la centrale de 15 à 17 %. Cette faible valeur du rendement s'explique par des paramètres relativement bas de la vapeur. L'installation peut fonctionner sans livrer de l'énergie électrique. Dans ce cas, on utilise le second condenseur-réfrigérant *7*. Il est mis en marche lors du lancement de la centrale.

Pour compenser les oscillations de la pression dues à la variation du volume d'eau, on a installé dans le circuit primaire un réservoir *5*, rempli dans sa partie supérieure d'un gaz comprimé venant des bouteilles spéciales.

Le réacteur (fig. 262) comprend un cylindre de graphite *4* de 3 m de diamètre et de 4,6 m de hauteur, dans lequel on a prévu des trous verticaux pour les barres d'uranium *11* émettant de la chaleur,

des barres de réglage automatique *13* et des barres de protection d'urgence *12*. Pour le contrôle de la puissance on utilise douze chambres d'ionisation *5*, situées dans le système de protection par eau *6* du réacteur, qui à son tour comporte des réfrigérants *2* et *7*. La valeur du courant d'ionisation qui prend naissance sous l'action des rayonnements, permet de mesurer la dose de rayonnement par unité de temps.

L'eau de la conduite d'entrée *14* passe vers le bas par le trou du canal de travail du côté extérieur duquel est placé l'uranium. Elle monte ensuite par quatre canaux et arrive dans la conduite de sortie *9*. Avant l'entrée dans les canaux de travail l'eau passe successivement par le dispositif d'étranglement qui mesure son débit, un dispositif d'arrêt et un robinet de réglage.

La zone active (le cœur) du réacteur est de 1,5 m de diamètre et de 1,7 de hauteur. Autour de cette zone est monté un réflecteur de graphite réfrigéré *3*. Parmi les 157 trous, 128 sont destinés aux éléments de travail et les autres aux barres de réglage et dispositifs auxiliaires. Le réacteur est placé sur une dalle en béton armé refroidie *1* et est couvert par une plaque en fonte *8* et par des dalles *10*.

Pour assurer une meilleure transmission de chaleur aux canaux de travail, l'empilage de graphite enfermé dans une enveloppe d'acier est rempli d'azote.

La fig. 263 montre le schéma d'un élément combustible et d'un canal de travail.

La masse critique du réacteur est formée par soixante barres comprenant treize kilogrammes d'uranium 235. La charge complète du réacteur comprend 550 kg d'uranium contenant 5 % d'uranium 235, c'est-à-dire 27,5 kg. Cette quantité selon sa destination est répartie de façon suivante: pour la masse critique 13 kg; pour le fonctionnement continu de la centrale pendant 100 jours 3 kg; pour la compensation des pertes de neutrons absorbés par les fragments 8 kg.

En plus, on a prévu 3,5 kg d'uranium pour compenser l'effet négatif de température de réactivité qui apparaît, parce qu'avec l'accroissement de la température la densité de l'eau et des autres matériaux diminue et, par conséquent, leur effet ralentisseur sur les neutrons diminue également.

Au cours du travail on contrôle: la puissance du réacteur, la réserve d'activité des éléments combustibles, la température du graphite, le débit et la température de l'eau et de la vapeur du système de refroidissement, la pression et la quantité de gaz dans l'empilage de graphite du réacteur, la température de l'eau à la sortie de chaque canal de travail et la présence de l'humidité dans le revêtement de graphite du réacteur.

La fig. 264 montre un autre type de réacteur refroidi par l'eau sous pression. Ce réacteur est installé dans la centrale atomique Shippingport aux Etats-Unis. L'eau refoulée sous une pression manométrique de 140 atmosphères et rechauffée à 283° C sert de modérateur et de caloporteur du circuit primaire. La puissance thermique du réacteur est de 232 MW et la puissance électrique est de 60 MW.

Le réacteur est placé dans une enveloppe d'acier de 11,6 m de diamètre. Les mécanismes de

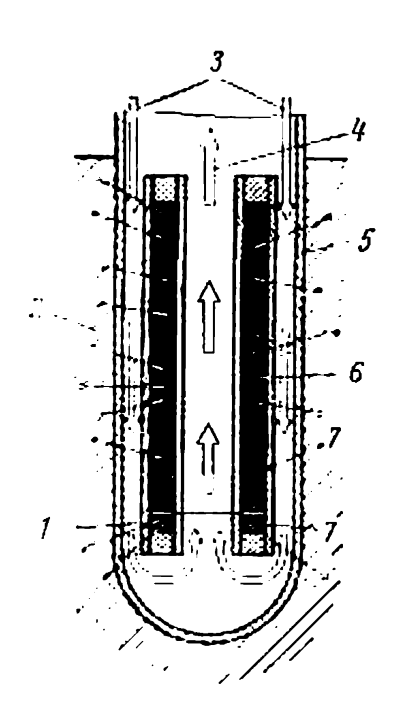


Fig. 263. Schéma d'un élément combustible et du canal de travail:

1 — enveloppe de la barre d'uranium ; 2 — modérateur ; 3 — réfrigérant (caloporteur) ; 4 — eau chaude ; 5 — canal de travail ; 6 — substance fissile ; 7 — neutrons et fragments de fission

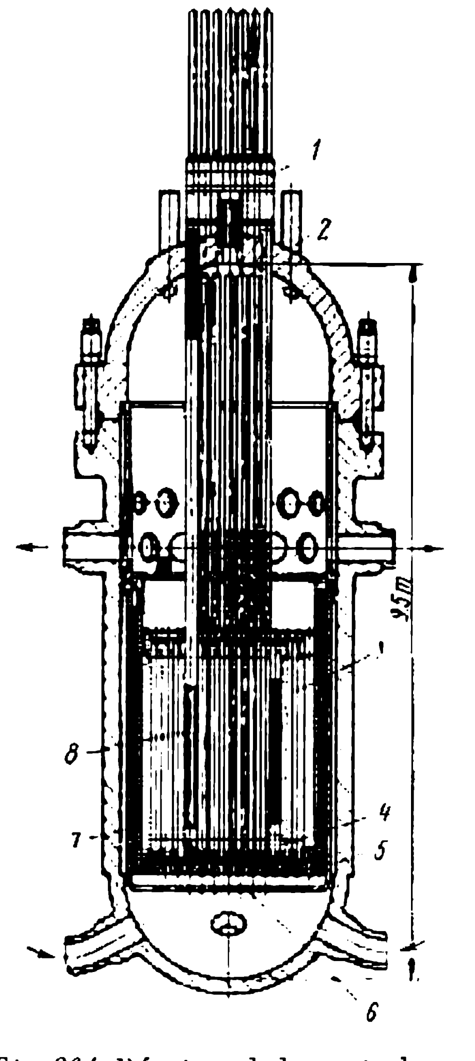


Fig. 264. Réacteur de la centrale américaine « Shippingport »:

1 — douilles des dispositifs de commande ; 2 — tubulure de charge de combustible ; 3 — éléments combustibles ; 4 — ressorts ; 5 — dalle inférieure ; 6 — grille pour la répartition du caloporteur ; 7 — écran thermique ; 8 — amorce en uranium enrichi

commande des barres de réglage sont situés dans la partie supérieure de l'enveloppe. Le circuit primaire comporte quatre dérivations avec pompes et générateurs de vapeur qui sont placés par paires dans deux cylindres d'acier de 15 m de diamètre. Le reste de

l'équipement auxiliaire est placé dans une enveloppe d'acier de 15 m de diamètre.

Le schéma du réacteur de puissance soviétique refroidi par l'eau sous pression (dans lequel l'eau joue le rôle de modérateur et de caloporteur) est présénté sur la fig. 265. La puissance thermique du réacteur est de 760 MW et sa puissance électrique est de 210 MW. Le schéma de principe de l'installation avec descente du caloporteur dans la zone active est indiqué sur la fig. 266.

Le brise-glace à propulsion atomique « Lénine » mis en service en 1959 a des moteurs à puissance totale de 44 000 CV. Les réacteurs du brise-glace présentent cette particularité qu'ils utilisent comme modérateur l'eau distillée réchauffée à une température dépassant 300 °C. Le pression manométrique de 100 atmosphères adoptée dans le système de refroidissement protège l'eau contre le bouillonnement. Vu qu'à la sortie du réacteur l'eau est radio-active, on la refoule avec des pompes vers les générateurs de vapeur, où elle livre sa chaleur à l'eau du circuit secondaire. La vapeur produite dans le circuit secondaire est dirigée sur une turbine qui entraîne une génératrice à courant continu, alimentant les moteurs qui actionnent les hélices. La vapeur passée par les turbines est dirigée sur un condenseur et après refroidissement est de nouveau envoyée dans le circuit de vapeur, etc.

Les réacteurs sont montés dans des tambours métalliques spéciaux placés dans un réservoir en acier inoxydable. Les réacteurs portent des couvercles. Le fonctionnement du réacteur est contrôlé par des appareils et en cas de nécessité on utilise des manipulateurs commandés à distance.

Réacteurs refroidis par du métal liquide. Dans les réacteurs de ce type, on utilise le sodium et ses alliages. Le sodium est caractérisé par une conductibilité thermique élevée et à haute température il est proche de l'eau par ses propriétés hydrodynamiques. La température de bouillonnement du sodium est de 882 °C, ce qui permet d'assurer le fonctionnement du réacteur à température élevée et à pression réduite. Le sodium réagit activement avec l'hydrogène et l'eau, et pour cette raison il doit être bien isolé. Sous l'action des neutrons le sodium acquiert des propriétés radio-actives, c'est pourquoi on doit l'isoler du générateur de vapeur en introduisant un circuit intermédiaire qui transmet la chaleur à l'eau.

L'emploi des métaux liquides exige la construction des réchauffeurs spéciaux, destinés à prévenir le refroidissement du métal dans les conduites et dans tout le système du réacteur lors de l'arrêt de ce dernier.

Réacteurs refroidis par gaz comprimé. La centrale atomique de Calder-hall (Angleterre) comporte deux réacteurs utilisant l'uranium naturel avec refroidissement par gaz. On y a adopté comme

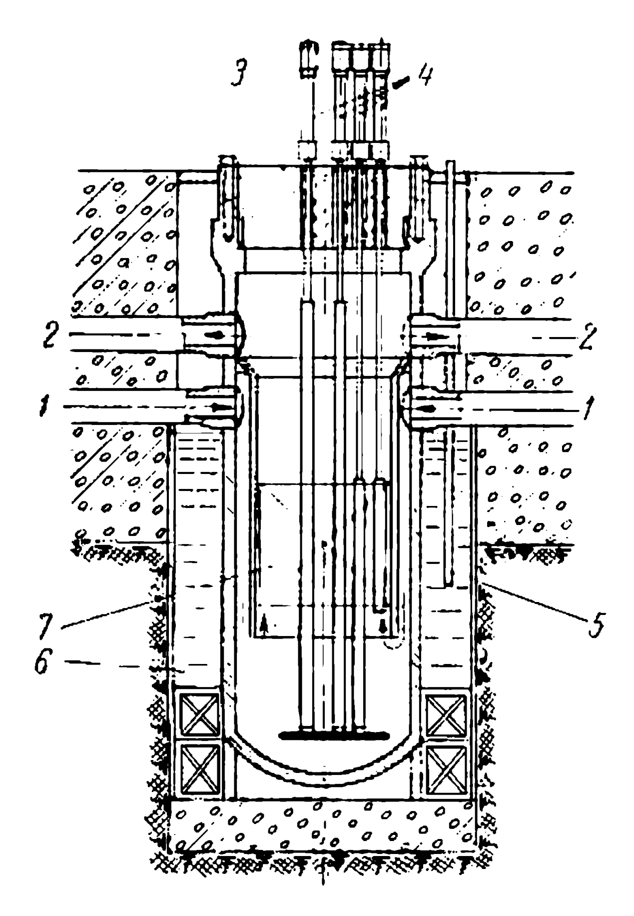


Fig. 265. Schéma d'un réacteur soviétique modéré et refroidi par l'eau :

1 et *2* — entrée et sortie du caloporteur ; *3* — couvercle ; *4* — dispositifs de commande des barres de contrôle et de protection ; *5* — chambre à ionisation ; *6* — réservoir d'eau *7* — cœur

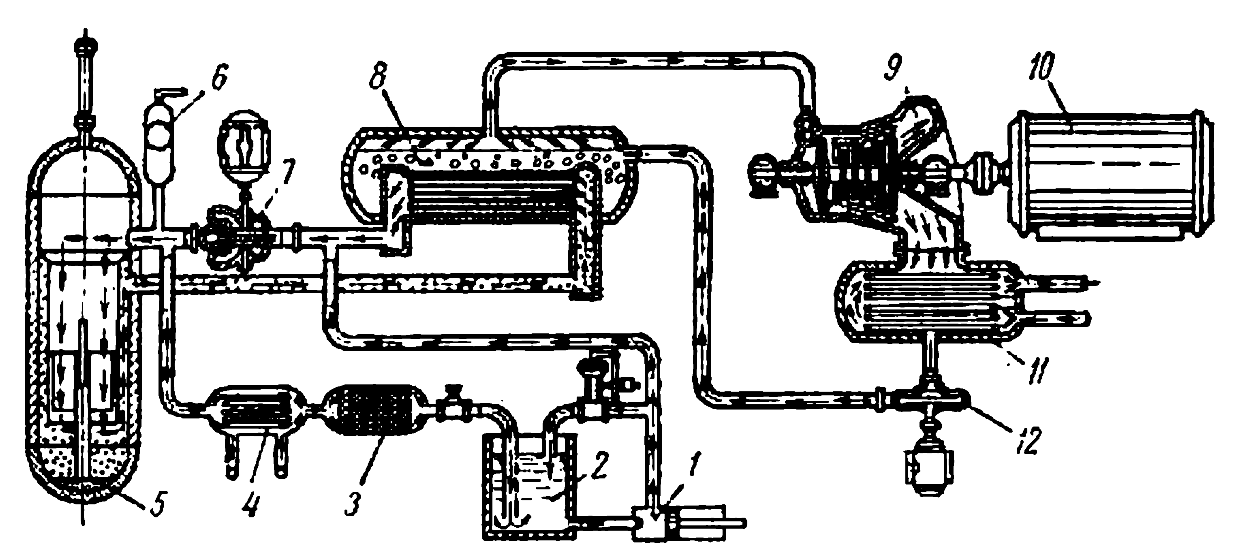


Fig. 266. Schéma de principe de l'installation d'un réacteur refroidi et modéré par l'eau :

1 — pompe ; *2* — capacité ; *3* — filtre ; *4* — réfrigérateur ; *5* — réacteur ; *6* — compensateur ; *7* — pompe ; *8* — générateur de vapeur ; *9* et *10* — turbo-alternateurs ; *11* — condenseur ; *12* — pompe d'alimentation

caloporteur l'acide carbonique sous le pression de 7 bars et à température de 140 °C à l'entrée et de 336 °C à la sortie. La pression de la vapeur envoyée aux turbines est de 14 bars à température de 310 °C.

La puissance électrique totale des deux réacteurs est de 92 MW. Le rendement est d'environ 23 %. La faible transmission de chaleur et la valeur réduite de la capacité calorifique du gaz exigent son transvasement en grande quantité. Pour cette raison, les pertes pour les besoins propres sont considérables (jusqu'à 18 %).

L'emploi d'un gaz comme caloporteur permet de l'utiliser directement dans une turbine à gaz. L'absence du générateur de vapeur et du dispositif auxiliaire simplifie beaucoup l'organisation de la centrale et son entretien. Pour les réacteurs refroidis par un gaz on utilise également l'air, la vapeur d'eau surchauffée, l'hélium.

Réacteurs à eau bouillante. Le réacteur à eau bouillante est une variante du réacteur modéré et refroidi par l'eau. L'eau y est amenée à la température de bouillonnement dans la zone active, et la vapeur produite est envoyée dans une turbine. Dans les réacteurs refroidis et modérés par l'eau, la dépense de cette dernière est réduite ainsi que la puissance des pompes et toute l'installation est plus simple, surtout vu l'absence du générateur de vapeur. Le rendement thermique d'une installation à réacteur à eau bouillante est toujours supérieur à celui d'une centrale à réacteur utilisant l'eau comme modérateur et comme réfrigérant.

Réacteurs à surgénération. Pour reproduire le combustible atomique on construit de réacteurs spéciaux à combustible enrichi, utilisant les neutrons à énergie intermédiaire ou plus élevée.

Lorsque l'uranium 238 absorbe des neutrons, on obtient après une série de transformations le plutonium 239 et lors de l'absorption des neutrons par le thorium 232, on obtient l'uranium 233.

Le plutonium 239 et l'uranium 233 sont des matériaux fissiles qui se désintègrent sous l'action des neutrons lents (thermiques).

La régénération des matériaux fissiles peut compenser la perte ayant lieu durant la fission des noyaux du combustible principal. La régénération du combustible atomique est caractérisée par un coefficient de reproduction, qui représente le rapport de la quantité de la substance fissile prenant naissance dans le réacteur à la quantité de combustible atomique dépensée. Les réacteurs homogènes au thorium utilisant l'eau lourde comme modérateur ont un coefficient de reproduction 1,2.

Dans les réacteurs aux neutrons rapides où on utilise comme combustible le plutonium 239 et comme substance de reproduction l'uranium 238, le coefficient de reproduction est de 1,6.

Protection biologique. La protection biologique est destinée à protéger le personnel contre l'action nocive des rayonnements neutroniques et radio-actifs. Les mesures de protection sont les suivantes:

1) choix d'un réacteur et d'un schéma technologique de son fonctionnement les plus fiables;

2) utilisation des enveloppes en acier et en béton armé capables de supporter un accroissement de pression accidentel (explosion thermique, etc.), tout en assurant la protection contre le rayonnement;

3) établissement d'une zone expropriée nécessaire autour de l'installation atomique.

L'acide carbonique utilisé comme caloporteur présente le danger minimal en cas d'une avarie du réacteur. L'emploi de l'eau naturelle peut être dangereux au cas où une avarie dans le circuit du caloporteur (fuite d'eau) coïncide avec une défaillance du système de protection d'urgence. Dans ce cas peut avoir lieu un accroissement brusque du coefficient de reproduction avec des résultats très dangereux. Pour cette raison, il est indispensable de placer ce réacteur dans des enveloppes étanches à grande résistance.

La protection contre les neutrons doit comprendre des éléments lourds et légers. Aussi utilise-t-on un système de protection comprenant des couches alternant d'eau, de béton et de fer.

§ 4. Voies de développement de l'énergetique atomique

Le rendement des centrales atomiques examinées plus haut concerne le cycle vapeur-turbine de l'installation. Si l'on part du point de vue que chaque atome du combustible « est brûlé », l'utilisation de son énergie dans les réacteurs modérés et refroidis par l'eau ne dépasse pas 0,35 % et en tenant compte du second cycle (dégagement et utilisation du plutonium), environ 1 %.

Avec une reproduction élargie du combustible atomique l'utilisation de l'énergie d'uranium peut atteindre 10 % et même plus. La construction des centrales atomiques est donc justifiée et même avantageuse du point de vue économique.

La structure d'une centrale à turbine à vapeur et celle d'une centrale atomique ne diffère presque l'une de l'autre. Pour cette raison, la comparaison de leurs indices économiques permet d'évaluer les avantages et les défauts de chacune d'elles. Selon les données des savants américains, le prix du combustible dans une centrale thermique est égal environ à 40 % du prix de revient total d'un kWh d'énergie produite. Dans les centrales atomiques le prix du combustible en fonction du degré d'enrichissement d'uranium naturel peut

osciller entre 4 et 20 %. Ce fait conditionne des approches différentes aux schémas technologiques d'une centrale atomique et d'une centrale thermique. Par exemple, dans les centrales thermiques, il est rationnel de rendre le schéma technologique plus compliqué afin d'augmenter le rendement et diminuer ainsi les dépenses pour le combustible. Dans les centrales atomiques, il convient d'augmenter dans une certaine mesure les dépenses pour le combustible (c'est-à-dire diminuer le rendement), et, grâce à cette simplification du schéma technologique, réduire les dépenses pour la construction.

Le calcul permet d'admettre que le prix de revient d'un kWh dans les centrales atomiques de grande puissance est sensiblement inférieur au prix d'un kWh produit dans les centrales atomiques de faible puissance. Cela s'explique par le fait que dans les grandes centrales on peut diminuer l'enrichissement de l'uranium naturel par l'uranium 235 jusqu'au 2,5 % au lieu de 5 % admis normalement. On sait que le prix de l'uranium 235 est très élevé, et la diminution de sa quantité utilisée dans le réacteur contribue à réduire le prix de revient de l'énergie produite.

D'après les données publiées par différentes revues, il y avait, en 1960, dix centrales atomiques en fonctionnement à puissance totale de 785 MW (U.R.S.S. non comprise) et en 1964, il y avait en marche 33 centrales à puissance totale de 3 892 MW. A l'heure actuelle, dans les dix pays les plus évolués, y compris l'Union Soviétique, on trouve en service 55 centrales à puissance totale de 7 000 MW (en France on a mis en service des capacités de 353 MW et en étude sont des centrales à puissance totale de 1 398 MW).

Les rythmes de ce développement sont dus surtout aux indices économiques élevés des centrales atomiques modernes et à la perspective du développement des réacteurs plus efficaces utilisant des neutrons rapides. Dans ces réacteurs, on peut obtenir un coefficient de reproduction du combustible atomique k-2, ce qui augmente considérablement leur rendement.

Parmi les centrales atomiques prometteuses, on peut classer les centrales à caloporteur organique (fractions de pétrole) qui exigent une pression inférieure à celle de l'eau pour les mêmes températures élevées. Enfin, les thermoélectrogénérateurs à réacteur atomique qui sont caractérisés par la transformation directe de l'énergie atomique en énergie électrique méritent une attention particulière. Une telle installation a été construite en 1964 en Union Soviétique et fournit une puissance de 500 W.

Chapitre IV

NOUVELLES MÉTHODES DE TRANSFORMATION DE LA CHALEUR EN ÉNERGIE ÉLECTRIQUE

§ 1. Installation comportant un générateur magnéto-hydrodynamique

On sait que l'énergie électrique est produite actuellement surtout grâce à l'utilisation des combustibles organiques et de l'énergie des cours d'eau. On commence à utiliser à échelle industrielle l'énergie atomique des atomes lourds ainsi que la chaleur souterraine.

L'utilisation de l'énergie chimique des combustibles organiques est organisée dans les centrales modernes d'après deux schémas (fig. 267).

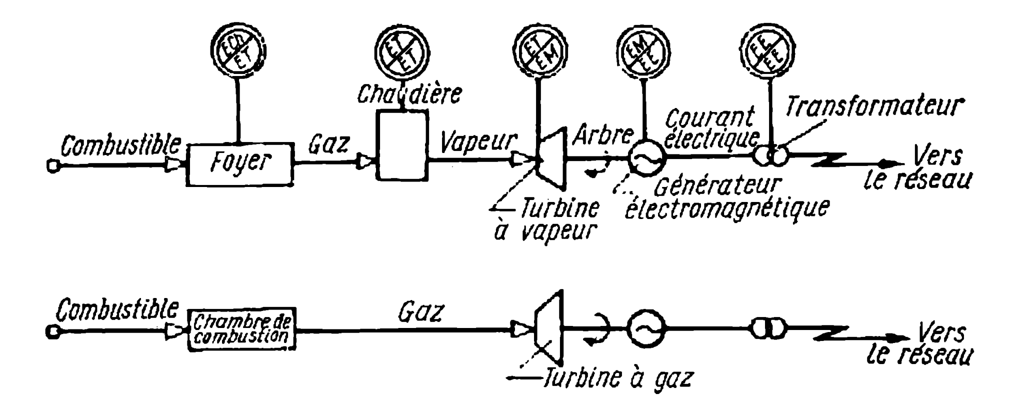


Fig. 267. Schéma d'utilisation de l'énergie chimique du combustible organique dans des centrales modernes

Le premier schéma comprend un foyer où l'énergie chimique du combustible est transformée en énergie thermique (énergie interne) des produits de combustion. Ensuite, dans une chaudière la chaleur est transmise au fluide utile (eau, vapeur). La vapeur surchauffée arrive dans une turbine où son énergie est transformée d'abord en énergie cinétique du flux et puis en énergie cinétique de rotation du rotor de la turbine. Ensuite, dans un générateur électromagnétique entraîné par la turbine cette énergie est transformée en énergie électrique.

Le deuxième schéma de transformation de l'énergie dans une centrale à turbine à gaz est plus simple, car la chaudière y est absente.

Mais il existe de nouvelles méthodes de transformation de la chaleur en énergie électrique qui sont encore peu connues et pratiquement ne sont pas utilisées.

Le schéma d'une centrale thermique à générateur magnéto-hydrodynamique présente un intérêt considérable et il est étudié actuellement par de nombreux centres de recherches. Le principe de fonctionnement de ce générateur est celui d'une génératrice à courant continu ordinaire mais le rôle du conducteur en mouvement (induit) y est joué par la veine d'un gaz fortement ionisé, du plasma *.

Le flux de gaz ionisé (plasma) traverse à grande vitesse un puissant champ magnétique, dont le vecteur d'intensité est dirigé perpendiculairement au vecteur de vitese du flux de plasma. D'après la loi de Lenz, les particules élémentaires portant des charges positives et négatives commencent à se déplacer dans des directions opposées.

De cette façon, le flux de plasma se divise en deux flux de pôles différents qui se déplacent près des parois opposées du canal. Si on réunit ces deux parois, qui forment des électrodes, par un circuit extérieur, ce dernier sera parcouru par un courant. Le courant continu produit de cette façon peut être transformé en courant alternatif à l'aide d'un onduleur.

Le flux de gaz ionisé peut être obtenu par échauffement d'un gaz quelconque jusqu'à une température éleveé. Au fur et à mesure que le gaz s'échauffe, des électrons extérieurs sont arrachés de ses atomes et molécules, ce qui fait que les particules de gaz deviennent électriquement chargées et le gaz passe en état de plasma. L'air, par exemple, est fortement ionisé à température de 5 000 à 6 000 °C. Si l'on rajoute à l'air des vapeurs des métaux alcalins, on peut obtenir une forte ionisation à température de 2 500 à 3 000 °C. Une telle température peut être créée dans la flamme lors de la combustion d'un combustible.

De cette façon, en utilisant au lieu des conducteurs métalliques un gaz ionisé, on peut produire de l'énergie électrique par la chaleur en évitant sa transformation en travail mécanique de rotation des turbines et des générateurs. Avec un tel schéma de transformation de la chaleur en énergie électrique, le gain au point de vue de construction est évident: en comparaison avec une centrale à turbine à gaz, on élimine la turbine et en comparaison avec une centrale thermique à vapeur, on élimine la chaudière et la turbine. Du point de vue énergétique, on peut également prévoir un gain car on élimine au moins un étage de transformation d'énergie où les pertes sont inévitables.

Si on tient compte du fait que dans une installation, comportant un générateur magnéto-hydrodynamique, a lieu la transformation de la chaleur (flux d'énergie non organisé) en électricité (flux d'éner-

---

* Le plasma est un mélange d'ions, d'électrons libres et de molécules neutres restées non ionisées.

gie organisé), selon la deuxième loi de la thermodynamique le rendement thermique du cycle de Carnot sera toujours limité, comme dans toute installation thermique. Mais une installation à générateur magnéto-hydrodynamique permet de travailler à une température initiale plus élevée (t = 2 500 à 3 000 °C).

Le principe d'un tel générateur a été vérifié au laboratoire. Les études préliminaires et l'expérience accumulée dans les domaines

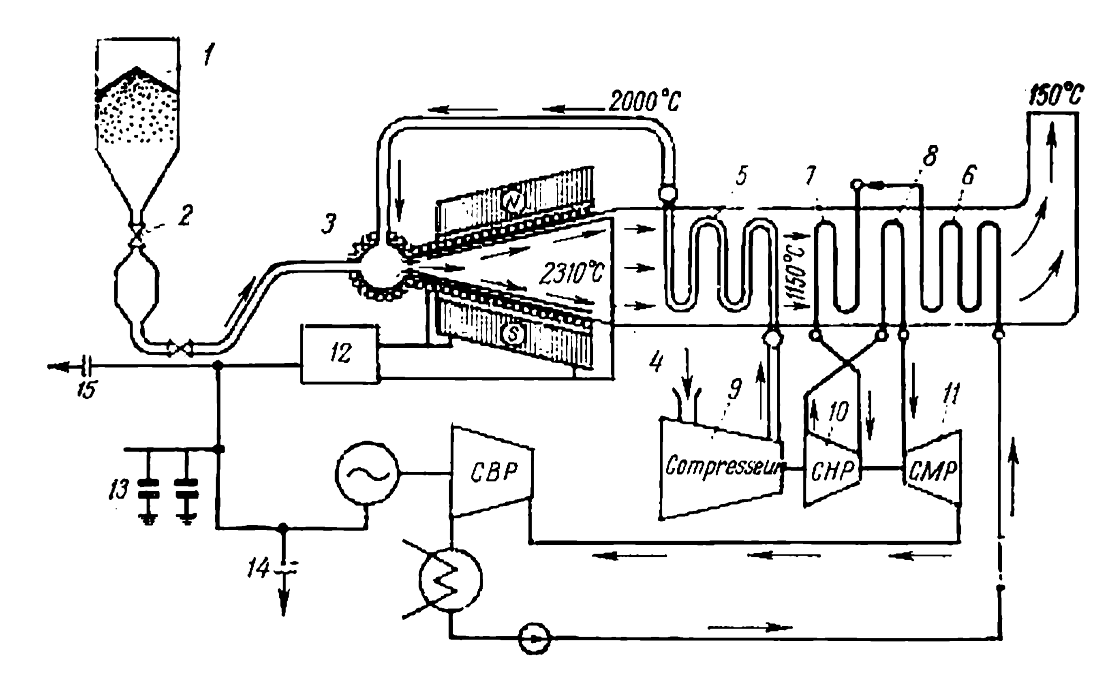


Fig. 268. Schéma de principe d'une centrale magnéto-hydrodynamique

voisins de la technique permettent de passer à l'étude et à la construction des installations expérimentales à générateur magnéto-hydrodynamique.

La fig. 268 montre le schéma de principe d'une centrale magnéto-hydrodynamique de 450 000 kW de puissance.

Pour une utilisation plus efficace de la chaleur dégagée par le combustible on a introduit dans le schéma de l'installation un élément à vapeur, utilisant la chaleur des gaz sortant du générateur magnéto-hydrodynamique. Cette installation comprend une turbine à vapeur à deux arbres. Sur un arbre sont placés le corps de haute pression *10*, le corps de moyenne pression *11* et le compresseur *9* refoulant l'air dans la chambre de combustion *3* du générateur magnéto-hydrodynamique, tandis que sur l'autre arbre se trouvent le corps de basse pression de la turbine et un alternateur de 100 000 kW. Les autres 350 000 kW sont fournis par le générateur magnéto-hydrodynamique.

Le combustible sous forme de charbon pulvérisé, liquide ou gazeux arrive dans la chambre de combustion du générateur magnéto-hydrodynamique. L'air est refoulé de la chambre de combustion sous une pression de 10 bars par le compresseur *9*. Avant d'arriver dans la chambre de combustion, il est préalablement réchauffé dans le réchauffeur *5* de sorte que sa température passe de 288 °C à 2 000 °C. Après la chambre de combustion les produits de combustion à température de 2 920 °C arrivent dans la tuyère-générateur *4* où ils se détendent presque jusqu'à la pression atmosphérique et leur température baisse jusqu'à 2 310 °C. Ensuite, ils passent par le réchauffeur *5* dans lequel ils se refroidissent jusqu'à 1 150 °C et une chaudière de récupération *7*, *8*, *6* où ils se refroidissent jusqu'à 150 °C.

Dans la chaudière de récupération, la vapeur se forme sous une pression de 140 bars à température de 565 °C. La vapeur arrive dans le corps de haute pression de la turbine *10* où sa pression diminue jusqu'à 30 bars et est dirigée ensuite dans la chaudière pour la deuxième surchauffe. Du deuxième surchauffeur de vapeur *8* la vapeur arrive dans le cylindre de moyenne pression de la turbine *11* et ensuite dans le cylindre de basse pression. Le champ magnétique est créé dans le générateur magnéto-hydrodynamique par les électro-aimants absorbant une puissance de 100 000 kW. Pour prélever le courant électrique induit dans le générateur magnéto-hydrodynamique on installe deux barres spéciales. Pour transformer le courant continu en courant alternatif on utilise des onduleurs à vapeur de mercure *12*. Le rendement prévu de toute la centrale peut atteindre 65 %.

Pour vérifier à l'échelle industrielle le principe général de production de l'énergie électrique à partir d'un gaz ionisé, pour le choix des matériaux réfractaires et l'étude d'autres problèmes techniques et économiques on étudie des centrales à générateurs magnéto-hydrodynamiques à puissance d'une centaine de milliers de kW.

§ 2. Générateurs thermo-électriques

A la différence d'un générateur magnéto-hydrodynamique utilisant le phénomène d'induction électromagnétique et permettant d'éliminer dans la chaîne de transformations d'énergie un chaînon (rotation d'un corps solide), les générateurs thermo-électriques sont basés sur la transformation directe de la chaleur en énergie électrique, ce qui permet d'éliminer encore un chaînon, tel que la transformation de la chaleur en énergie cinétique d'un flux de gaz ou de vapeur. L'existence du courant thermo-électrique est connue depuis longtemps et jusqu'aux derniers temps il était utilisé seulement pour la mesure des températures (couples thermo-électriques).

Pour obtenir une f.é.m. plus ou moins grande pouvant être utilisée aux fins énergétiques, il faut connecter les couples en série sous forme d'une batterie. Le rendement d'une batterie de couples thermo-électriques, comme dans n'importe quelle autre machine électrique, dépendra de la température de la soudure chaude et de celle de la soudure froide. En plus, le rendement d'une batterie thermo-électrique dépend beaucoup d'une certaine caractéristique des matériaux de la batterie, qui tient compte de la force thermo-électromotrice, de la conductibilité électrique et de la conductibilité thermique du matériau (on peut l'appeler « qualité » thermo-électrique du matériau). La qualité des métaux est généralement de l'ordre de 10^{-5} 1/degré ; dans des semi-conducteurs elle est plus élevée et peut atteindre $(1{,}5$ à $2)\cdot 10^{-3}$ 1/degré. Cela explique la raison pour laquelle avec les thermo-éléments métalliques on ne peut pas obtenir des sources d'énergie électrique à rendement dépassant 1 ou 2 %. Mais à l'heure actuelle les possibilités de la technique sont devenues plus grandes car on utilise largement des matériaux semi-conducteurs.

L'emploi des matériaux semi-conducteurs permet de fabriquer des thermo-éléments à rendement de 10 à 15 %. Le problème de la transformation de la chaleur en énergie électrique avec des batteries de thermo-éléments est à l'ordre du jour. Si l'on arrive à fabriquer des thermo-éléments à qualité de 5 à $7\cdot 10^{-3}$, on pourra avoir un rendement de 25 à 30 % pour une température de travail de 800 °C. Ces installations auront un rendement inférieur à celui des installations de vapeur à haute pression, mais leur construction simple les rendra économiquement avantageuses.

Vapeur saturée sèche d'eau

p at. abs	t_s °C	v' m³/kg	v'' m³/kg	γ'' kg/m³	i' kcal/kg	i'' kcal/kg	r kcal/kg	s' kcal/kg·deg	s'' kcal/kg·deg
0,01	6,698	0,0010001	131,7	0,007593	6,73	600,2	593,5	0,0243	2,1450
0,04	28,641	0,0010041	35,46	0,02820	28,67	609,8	581,1	0,0999	2,0254
0,1	45,45	0,0010101	14,95	0,06691	45,45	617,0	571,6	0,1540	1,9479
0,5	80,86	0,0010296	3,299	0,3031	80,86	631,6	550,7	0,2593	1,8152
1	99,09	0,0010428	1,725	0,5797	96,18	638,7	539,5	0,3097	1,7592
2	119,62	0,0010600	0,9019	1,109	119,94	646,3	526,4	0,3640	1,7039
2,6	128,08	0,0010678	0,7055	1,417	128,6	649,2	520,6	0,3856	1,6830
3	132,88	0,0010726	0,6160	1,621	133,5	650,8	517,3	0,3976	1,6716
4	142,92	0,0010829	0,4708	2,124	143,7	653,9	510,2	0,4226	1,6488
5	151,11	0,0010918	0,3818	2,619	152,1	656,3	504,2	0,4426	1,6310
6	158,08	0,0011000	0,3214	3,111	159,4	658,3	498,9	0,4594	1,6163
7	164,17	0,0011071	0,2778	3,600	165,7	659,9	494,2	0,4740	1,6039
8	169,61	0,0011140	0,2448	4,085	171,4	661,2	489,8	0,4868	1,5931
9	174,53	0,0011202	0,2190	4,567	176,5	662,3	485,8	0,4983	1,5834
10	179,04	0,0011262	0,1980	5,050	181,2	663,3	482,1	0,5088	1,5748
20	211,38	0,0011751	0,08486	11,78	226,2	669,2	443,0	0,6031	1,4999
30	232,76	0,0012142	0,06798	14,71	239,6	669,5	430,0	0,6295	1,4794
40	249,18	0,0012493	0,05078	19,69	258,4	669,0	410,6	0,6654	1,4517
50	262,70	0,0012826	0,04026	24,84	274,3	667,5	393,2	0,6950	1,4288
60	274,29	0,0013147	0,03312	30,19	288,4	665,4	377,0	0,7203	1,4089
70	284,48	0,0013466	0,02798	35,74	301,0	662,6	361,6	0,7428	1,3911
80	293,62	0,0013787	0,02405	41.58	312,8	659,4	346,6	0,7632	1,3746
90	301,92	0,0014115	0,02097	47,69	323,8	655,7	331,9	0,7817	1,3588
100	309,53	0,0014453	0,01846	54,17	334,3	651,7	317,4	0,7992	1,3440
140	335,09	0,001600	0,001182	84,60	372,6	631,6	259,0	0,8614	1,2872
200	364,08	0,00199	0,00618	161,9	431,4	581,1	149,7	0,9515	1,1865
224	373,6	0,00265	0,00384	260	478,0	522,4	44,3	1,0228	1,0960

TABLE DES MATIÈRES

PREMIÈRE PARTIE

THERMODYNAMIQUE TECHNIQUE

DEUXIÈME PARTIE

TRANSMISSION DE LA CHALEUR

TROISIÈME PARTIE

LES COMBUSTIBLES

QUATRIÈME PARTIE

LES CHAUDIÈRES

CINQUIÈME PARTIE

MACHINES ALTERNATIVES

SIXIÈME PARTIE

LES TURBINES

SEPTIÈME PARTIE

LES CENTRALES ÉLECTRIQUES THERMIQUES

